REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

Université Hassiba Benbouali de Chlef

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

Projet de fin d'etudes

En vue de l'obtention du diplôme de Master

Filière: Génie Mécanique.
Spécialité: Simulation.

Thème :

Le frein automatique d'un véhicule par MATLAB

Membres du jury :

- **président : BEN HAMOU Abdessoufi**
- **Encadreur : TAHAR ABBES Miloud**
- **Examinateur : HABBAR Abd El Rahmène**
- **Examinateur : KAYROUS Djilali**

Présenté par :
BOUKHEDDIA F.Z

Promotion: 2011-2012

remerciements

Je voudrais d'abord remercier ALLAH le plus puissant de nous avoir donné la force pour réaliser ce travail de master

Je remercie sincèrement mon promoteur monsieur TAHAR ABBES Miloud responsable du projet, qui m'a donné des conseils et des suggestions pour la conception du logiciel que j'ai développé.

Mes remerciements s'adressent également à Monsieur HABBAR Abd El rahmène, pour ses conseils pendant toute la durée de ce travail.

Je tiens aussi à remercier monsieur KAIROUS Djilali pour m'avoir des aidé dans la réalisation du programme SIMULINK.

J'adresse mes plus vifs remerciements aux membres du jury pour l'honneur qu'ils me font en acceptant la charge de juger ce travail.

Je tiens surtout à apporter mes vifs remerciements à mes parents qui m'ont soutenu durant ce travail.

Enfin, je ne voudrais pas non plus oublier mon frère Zakaria pour son aide et ses orientations

DEDICACES

Je dédie ce mémoire :

A mes très chers parents qui m'ont toujours soutenu et encouragé Que DIEU les protège

A mes chers frères : Amine et Sid Ahmed

A mes chères sœurs : Amina, Hadjer et Khadidja

A tous mes amis :

Kheira , merieme , souhila , amina , fatma , malika , Saliha , Abd El Rahmène , Ilyas , Abd El Ilah , Walid, Yousef Ahmed et toute la promotion 2012

Résumé

Les systèmes antiblocage de freinage sont utilisées dans les véhicules modernes prévenir les roues de se bloquer après que le frein appliqué, La dynamique des contrôleurs requise pour l'ABS dépend de plusieurs facteurs. L'équation dynamique du véhicule est en générale nom linéaire. Le contrôleur module le couple de freinage nécessaire pour maintenir le véhicule selon une valeur optimale du taux de glissement des roues. Le taux de glissement est représenté au terme de la vitesse de véhicule et de vitesse de rotation de la roue.

Dans le présent travail toutes les équations sont explicitées est le taux de glissement est exprimé au terme de variables telles que la vitesse linéaire du véhicules et la vitesse angulaire de rotation des roues

En appliquant une force de freinage ,la réponse est obtenue par l'utilisation de modèle SIMULINK utilisant des contrôleurs linaire type P,PD,PI,PID est le contrôleurs logique flou il est alors obtenue en repense le taux de glissement désiré.

ABSTARCT

Antilock braking systems are used in modern cars to prevent the wheels from locking after brakes are applied .The dynamics of the controller needed for antilock braking system depends on various factors. The vehicle model often is in nonlinear form. Controller needs to provide a controlled torque necessary to maintain optimum value of the wheel slip ratio. The slip ratio is represented in terms of vehicle speed and wheel rotation.

In present work first of all system dynamic equations are explained and a slip ratio is expressed in terms of system variables namely vehicle linear velocity and angular velocity of the wheel. By applying a bias braking force system, response is obtained using Simulink models. Using the linear control strategies like P - type, PD - type, PI - type, PID - type the effectiveness of maintaining desired slip ratio is tested. It is always observed that a steady state error of 10% occurring in all the control system models.

Table de matières

REMERCIEMENT
DEDICACES
RESUME
TABLE DE MATIERES
LISTE DE FIGURES
INTRODUCTION GENERALE…… 1

CHAPITRE I

BIBLIOGRAPHIE

I.1 3
Introduction ……
I.2 Le système de freinage classique …… 3
I.3 Les différents types de frein ……... 4
I.3.1 Les freins à disque …… 4
I.3.2 Les freins à tambour ……. 6
I.4 Les inconvénients du frein classique ……... 6
I.5 La nécessité du freinage ABS ……..… 7
I.6 Le frein ABS ……..……. 7
I.6.1 Définition …..…… 7
I.6.2 Historique ……..…… 8
I.6.3 Le principe de fonctionnement du frein ABS…… 10
I.6.4 La régulation…….. 11
a) Les types de régulateurs…….. 11
b) Les actions des régulateurs……..... 12
I.7 Méthode de résolution…….. 13

CHAPITRE II

LE SYSTEME DE FREINAGE ABS

II.1 Introduction…….. 15
II.2 Le frein ABS…… 15
II.3 Les composants du système……... 16
a) Boîtier de commande électronique (ECU)……... 16
b) Ensemble modulateur…… 17
c) Capteurs de vitesse des roues……. 19
d) Témoin ABS……. 20
II.4 Principe de fonctionnement…….. 21
II.4.1 Freinage en mode normal……. 21

II.4.2 Freinage en mode antiblocage…….. 22
II.4.2.1 Phase de maintien de la pression……. 24
II.4.2.2 Phase de diminution de la pression ……. 25
II.4.2.3 Phase d'augmentation de la pression……... 25
II.4.2.4 Phase de desserrage des freins…… 26
II.5 Différents types de montage de L'ABS……. 26

CHAPITRE III

LA REGULATION (THEORIQUE ET PRATIQUE)

III.1. Introduction ……. 28
III.2 Choix du sens d'action du régulateur…… 28
III.3 Rôle des actions dans la boucle fermée……. 28
III.3.1 Rôle de l'action proportionnelle (P)…….. 28
III.3.2 Rôle de l'action Intégrale ……. 30
III.3.3. Rôle de l'action dérivée…… 31
III.4 Méthodes de réglage des actions……... 33
III.4.1 Méthode par approches successives…….. 35
III.4.2 Méthode nécessitant l'identification du procédé……... 35
III.4.3 Méthodes de Ziegler et Nichols (ZN)…… 35
a) Méthode de la réponse indicielle…… 36
b) Méthode du point critique ....…….. 36

CHAPITRE IV

FORMULATION DU MODELE PAR SIMULINK

IV.1. Introduction ……. 39
IV.2 Formulation du problème…….……. 41
IV.3 Système de contrôle …..…….…….……. 43
IV.3.1 Contrôle réaction proportionnelle (de type P)……..……..…… 44
IV.3.2 contrôle Commentaires Proportionnelle dérivée (PD-type) …… 44
IV.3.3 contrôle Proportionnelle intégré (PI-type)…… 45
IV.3.4 contrôle Proportionnelle intégrale Dérivée (PID-type)…….....…..... 45
IV.4 Modèle Simulink du véhicule trimestre…..…….. 45
IV.4.1. Création des sous-programmes …….……. 46
IV.4.2. Le modèle SIMULINK du véhicule sans contrôleurs…….. 47
IV.4.3. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur P ..……. 48
IV.4.4. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur PD……...……... 49
IV.4.5. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur PI …….……...…. 49
IV.4.6. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur PID……..……. 50
IV.4.7. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur Flou ……..……51

CHAPITRE IV

RESULTATS ET DISCUSSIONS

V.1. Introduction…….. 52
V.2. Paramètres d'entrée utilisée…….…. 52
V.3 Les résultats de système des équations dynamique sans contrôleur ……..... 53
V.4 Les résultats de système des équations dynamique avec contrôleur …… 58
V.4.1 Contrôleur P ……. 58
V.4.2 Contrôleur PI…….. 60
V.4.3 Contrôleur logique flou ……. 64

LISTE DE FIGURES

Fig. I.1 Système de freinage classique…….2

Fig. I.2 a) frein à disque (montage rigide) ……..3

Fig. I.2 b) frein à disque (montages flottants)…….3

Fig. I.3 frein à tambour……4

Fig. I.4. Le Système de freinage ABS ……6

Fig. I.5. Exemple de modèle SIMULINK…….12

Fig. II.1. Schéma da L'ABS……...16

Fig. II.2. Boîtier de commande électronique……...17

Fig. II.3. Modulateur …….....17

Fig. II.4. Électrovanne en repos.....…..... 18

Fig. II.5. Pompe hydraulique…….……..……19

Fig. II.6.a) Capteur des roues…….……..19

Fig. II.6.b) Bague de serrage de capteur……..20

Fig. II.6.c) Roue dentée……...20

Fig. II.6.d) Câbles de capteur……..20

Fig. II.7. Témoin ABS……20

Fig. II.8. Mode de freinage normal……..22

Fig. II.9. Phase de maintien de la pression……..24

Fig. II.10. Phase diminution de la pression…….25

Fig. II.11.a) Dispositif 4 canaux – 4 capteurs ……27

Fig. II.11.b) Dispositif 3 canaux – 3 capteurs…….27

Fig. II.11.c) Dispositif 3 canaux – 4 capteurs + stratégie……27

Fig. III.1. Test en asservissement sur un procédé instable (P)…….29

Fig. III.2.a) Schéma de contrôleur (PI) ……...30

Fig. III.2. Test en asservissement sur un procédé instable (PI)……31

Fig. III.3.a) Schéma de contrôleur (PID)……..31

Fig. III.3. Test en asservissement sur un procédé instable (PID)..……32

Fig.III.4. Exemple de régulation flou.……36

Fig.III.5.a) Traitement flou …….37

Fig. III.5.b) Flou direct ……37

Fig. III.5.c) Flou indirect……..37

Fig. IV.1. Modèle du véhicule trimestre……...38

Fig. IV.2. Coefficient de frottement μ en fonction du taux de glissement…….42

Fig. IV.3 Schéma de principe de système d'asservissement……..42

Fig. IV.4. Les équations dynamiques du véhicule…….45

Fig. IV.5. Sous-programme de taux de glissement……45

Fig. IV.6. Sous-programme de coefficient de frottement…….46

Fig. IV.7. Modèle de quart du véhicule sans contrôleurs……..46

Fig. IV.8. Modèle de quart du véhicule sans contrôleurs modifié……47

Fig. IV.9. Modèle du véhicule avec contrôleurs proportionnel P…….48

Fig. IV.10. Modèle du véhicule avec contrôleurs proportionnel dérivé PD…….48

Fig. IV.11. Modèle du véhicule avec contrôleurs proportionnel intégrale PI……..49

Fig. IV.12. Modèle du véhicule avec contrôleurs PID…….49

Fig. IV.13. Sous programme de contrôleur flou……...50

Fig. IV.14. Modèle du véhicule avec contrôleurs Flou……50

Fig. V.2.a) Distance de freinage……...52

Fig. V.2.b) Vitesse linéaire du véhicule……52

Fig. V.2.c) Vitesse angulaire de rotation de la roue …… 53

Fig. V.2.d) Taux de glissement ……...53

Fig. V.3.a) Distance de freinage ……..54

Fig. V.3.b) Vitesse linéaire du véhicule ……..55

Fig. V.2.c) Vitesse angulaire de rotation de la roue.…….55

Fig. V.1.d) Taux de glissement ……56

Fig. V.4.a) Distance de freinage avec contrôleur P ……..57

Fig. V.4.b) Vitesse linéaire du véhicule avec contrôleur P……...58

Fig. V.4.c) Taux de glissement du véhicule avec contrôleur P ……59

Fig. V.4.d) vitesse angulaire du véhicule avec contrôleur P…….59

Fig. V.5.a) Distance de freinage avec contrôleur PI …….60

Fig. V.5.b) Vitesse linéaire du véhicule avec contrôleur PI …….60

Fig. V.5.c) Taux de glissement du véhicule avec contrôleur PI……61

Fig. V.5.d) vitesse angulaire du véhicule avec contrôleur PI ……61

Fig. V.5.e) Le taux de glissement avec contrôleurs P et PI……62

Fig. V.6.a) Distance de freinage avec contrôleur logique flou.……..63

Fig. V.6.b) Vitesse linéaire du véhicule avec contrôleur logique flou.……..64

Fig. V.6.c) Taux de glissement du véhicule avec contrôleur logique flou.……64

Fig. V.6.d) vitesse angulaire du véhicule avec contrôleur logique flou ……...65

LISTE DES TABLEAU

Tab. III.1. Paramètres PID obtenus à partir d'une réponse indicielle (ZNt)……34

Tab.III.2. Paramètres PID obtenus à partir du point critique (ZNf)……..……35

Tab . IV.1 Coefficients pour états des routes……42

INTRODUCTION GENERALE

On a étudié dans ce mémoire de master un système de freinage ABS pour véhicules.

Ce frein invente dés le début des années 70 en Allemagne est venu au secours du frein classique ou différentes situation de danger de conduite ont été relevées principalement le glissement, la langue distance d'arrêt de freinage l'instabilité de véhicule lors de freinage.

Le frein ABS a pour rôle principale de corriger ou diminuer ces anomalies qui peuvent amener le conducteur à être en danger.

La fonction de frein ABS est d'éviter le blocage des roues durant le freinage. Sous des conditions normales de freinage le conducteur peut contrôler les freins. Cependant durant un freinage difficile ou devant une route glissante, quand le conducteur freine le système anti bocage ne fonctionne plus. Le frein ABS corrige le freinage de la roue indépendamment de la force exercée sur la pédale de frein pour amener la vitesse des roues inferieure à un niveau du taux de glissement qui est nécessaire pour une performance optimale du freinage. Le système anti blocage (ABS) comprend des organes auxiliaires comme les capteurs de roues de rotation de la roue, un modulateur hydraulique est une unité de contrôle électronique (ECU).

Le frein ABS a un système de contrôle qui module la pression du freinage en repense à la décélération de la roue et de la vitesse angulaire et ce pour prévenu la roue contrôlée d'être bloquer. Le système ne fonctionne pas quand la vitesse du véhicule descend en dessous d'un certain niveau.

Pour atteindre l'objectif d'ABS on a présenté ce mémoire qui est organisé comme suit :

- Le chapitre 1 décrit la bibliographie et l'historique du frein ABS et les travaux sur le fonctionnement et les contrôleurs.

- Le chapitre 2 décrit le fonctionnement de l'ABS par la représentation de ces différents composants.
- Dans le chapitre 3 il est présenté la théorique et la description schématique des différents contrôleurs P, PD, PI, PID et logique flou qui sont utilisées.
- Chapitre 4 décrit la formulation du modèle mathématique du quart du véhicule et les équations dynamiques avec incorporation du freinage roue –sol.

  Les différents intégrations temporelles de l'équation dynamique ont permit de formuler les modèle SIMULINK : ABS sans contrôle, ABS avec contrôle : P, PD, PI, PID et logique flou.
- Dans le chapitre 5 on a présenté la résolution de l'ABS sans et avec contrôle .les résultats sont donnes en fonction du temps par le graphisme de MATLAB.

CHAPITRE I

BIBLIOGRAPHIE

I.1 Introduction

Le système de freinage ABS est utilisé pour éviter aux roues d'être bloquées prés freinage. La dynamique du contrôle ABS dépond de plusieurs facteurs.

Le contrôle ABS nécessite un moment de contrôle nécessaire pour maintenir une valeur optimale du taux de glissement des roues.

Le taux de glissement est exprimé au terme de vitesse de déplacement du véhicule et de vitesse de rotation des roues.

Dans ce mémoire toutes les équations de la dynamique de freinage du véhicule sont exprime en fonction de la vitesse du véhicule et la vitesse des roues puis sont traduit en modèle SIMULINK

Pour comprendre l'ABS on fait une brève introduction sur le freinage classique.

I.2 Le système de freinage classique

Quand le conducteur appuie sur la pédale de frein il actionne le maitre-cylindre qui est un système piston cylindre rempli d'huile provenant d'un réservoir d'huile spécial frein, alors il est crée une pression a la sortie du maitre-cylindre.

Cette pression est transmise aux freins (tambour ou disque) par l'intermédiaire d'un circuit hydraulique (figure. I.1).

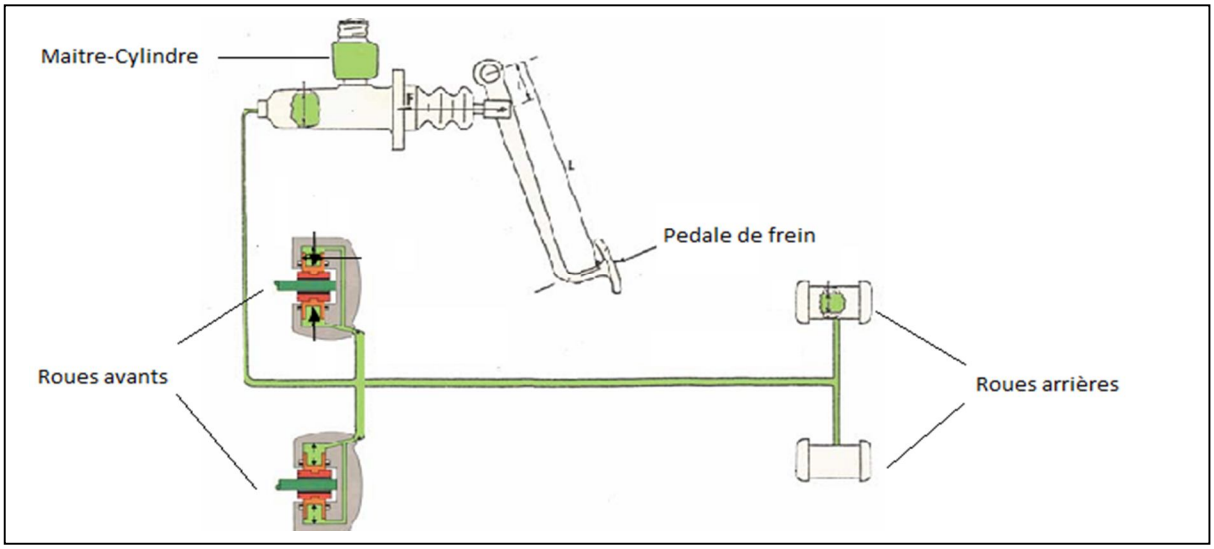


Fig. I.1 Système de freinage classique [07]

I.3 Les différents types de frein

En mécanique automobile il existe deux types de freins : les freins à tambour et les freins à disque.

I.3.1 Les freins à disque

Il existe deux types de montage :

- Le montage rigide
- Le montage flottant

a) Le montage rigide

Deux pistons opposés appliquent chacun une plaquette sur le disque [07]. Dans tous les cas, le rappel des plaquettes est effectué par le voile du disque et celui des pistons par le joint d'étanchéité, les joints carrés donnent un "rappel" de 0,3 à 0.5 mm.

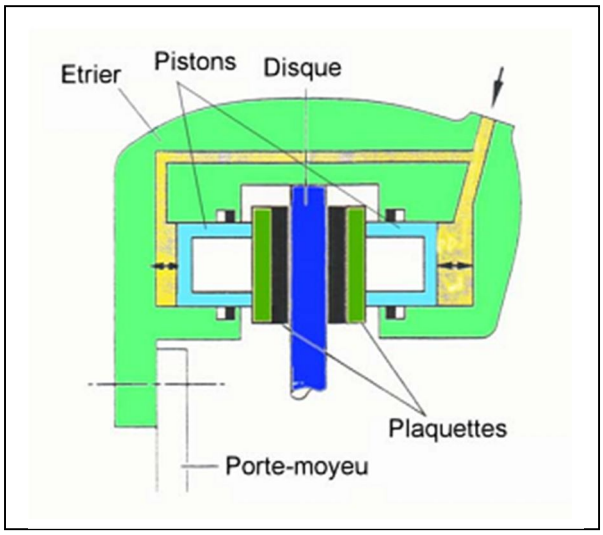


Fig. I.2 a) frein à disque (montage rigide)

b) Les montages flottants

Dans un premier temps la plaquette est poussée par le piston contre le disque.

Dans un deuxième temps, le piston ne pouvant plus avancer, c'est l'étrier qui se déplace par rapport à la chape et qui vient appliquer la 2ème plaquette contre le disque [07].

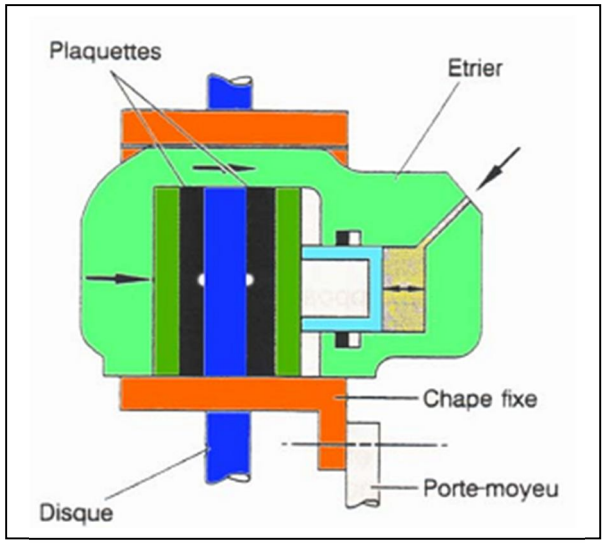


Fig. I.2 b) frein à disque (montages flottants)

I.3.2 Les freins à tambour

Le frein à tambour est constitué d'un cylindre au sein duquel des mâchoires munies de garnitures s'écartent pour réaliser le freinage, et d'un système de compensation d'usure. L'écartement est réalisé grâce à une came [07]. Les mâchoires reviennent en position grâce à un ressort.

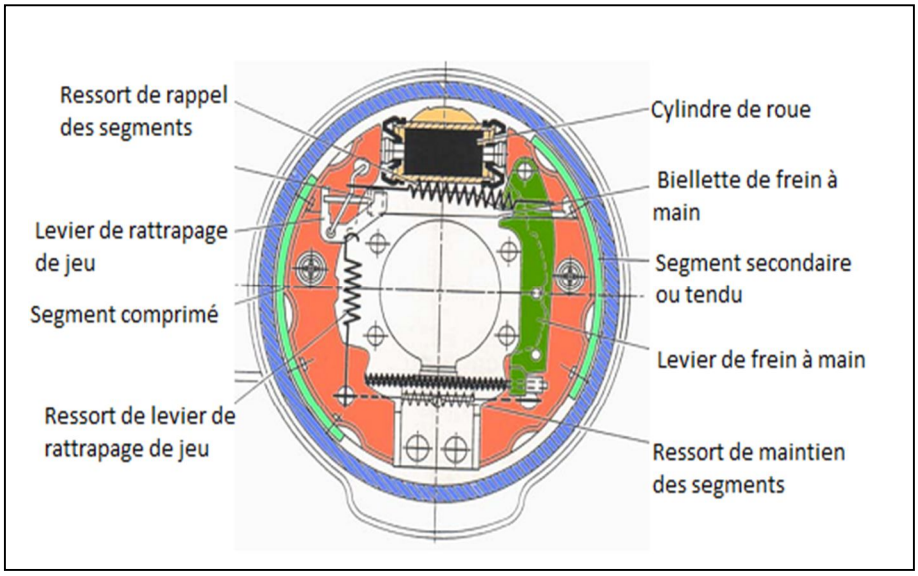

Ressort de rappel des segments
Cylindre de roue
Biellette de frein à main
Levier de rattrapage de jeu
Segment secondaire ou tendu
Segment comprimé
Levier de frein à main
Ressort de levier de rattrapage de jeu
Ressort de maintien des segments

Fig. I.3 frein à tambour

I.4 Les inconvénients du frein classique

Problèmes surgissant lors d'un freinage de secours dans le système de freinage classique

Quand le conducteur actionne trop fortement la pédale de frein de son véhicule à la suite d'un danger [04], les roues se bloquent. Cela provoque :

- La perte de la stabilité directionnelle et le dérapage du véhicule.
- La perte de la dirigeabilité du véhicule
- L'augmentation de la distance de freinage
- L'usure des pneumatiques

I.5 La nécessité du freinage ABS

Pour remédier aux inconvénients du frein classique il est inventé (1977 en Allemagne par Bosch) Le frein ABS [04].

Le frein ABS répond aux questions précédents par:

- La régulation de freinage doit prendre en compte extrêmement rapidement les Variations d'adhérence de la chaussée. Par exemple, sur une route sèche avec des plaques de verglas par endroits, la durée d'un blocage éventuel des roues doit être suffisamment courte pour que la stabilité et la maniabilité ne s'en trouvent pas affectées.
- En phase de freinage ABS, la stabilité du véhicule et la dirigeabilité doivent être assurées, aussi bien lors d'une montée lente de la pression de freinage jusqu'au blocage, que lors d'une montée de pression brutale pour un freinage d'urgence.
- La régulation de freinage doit fonctionner sur toute la plage de vitesse du véhicule.
- Les couples de lacet (rotation autour de l'axe vertical du véhicule), inévitables en phase de freinage sur une chaussée présentant des coefficients d'adhérence gauche droit différents, doivent apparaître suffisamment lentement pour que le conducteur puisse les compenser avec la direction.
- La diminution du risque d'accident.
- Lors d'un freinage en virage avec une vitesse du véhicule ne dépassant pas la vitesse limite en virage, la stabilité et la maniabilité doivent être conservées, la distance de freinage réduite au minium ce qui peuvent d'évite les collisions.

I.6 Le frein ABS

I.6.1 Définition

L'AntiBlockierSystem (abrégé en ABS), l'antiblocage de sécurité (terme recommandé en France), le système de freinage Anti-blocage ou les freins Anti-blocage, est un système d'assistance au freinage utilisé sur les véhicules roulants, empêchant les roues de se bloquer pendant les périodes de freinage [09].

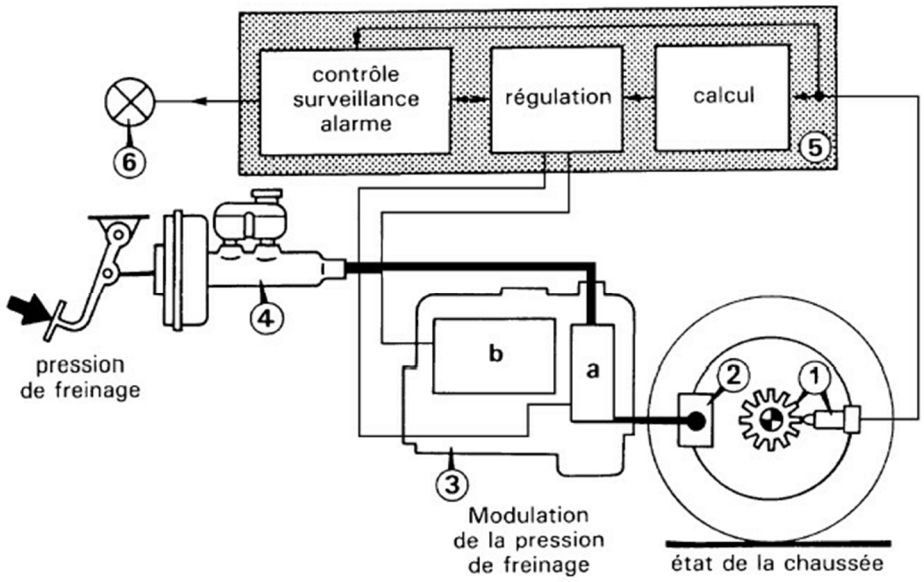


Fig. I.4. Le Système de freinage ABS [02]

I.6.2 Historique

Dans les années 1920, Rémy DOHER pionnier de l'automobile et de l'aviation adapte un système d'antiblocage à fonctionnement hydraulique, ce système permit aux avions d'atterrir sans dérapage sur leurs couloirs, ce qui n'était pas le cas du système de freinage mécanique qui était utilisé [06].

En 1928, l'allemand Karl Wessel obtient une licence pour la conception d'un dispositif de freinage d'urgence pour l'automobile, mais ses travaux ne dépassent pas le stade de l'étude. C'est en 1936 que naît l'idée d'un système de freinage ABS avec Bosch qui dépose un brevet d'invention pour un tel dispositif [12].

Dans les années 1960 les travaux de recherche et développement pour des applications de l'ABS à l'automobile redémarrent à Heidelberg dans la société Teldix (contraction de Telefunken et Bendix, sociétés partenaires du projet). En 1966, la première voiture pourvue d'un ABS mécanique est la Jensen FF équipée d'un ABS de type Dunlop-Maxaret. La société Bendix qui cherchait à commercialiser ce dispositif avait fait réaliser un film de promotion. Le réalisateur en était Claude Lelouch, le présentateur Michel Drucker et le cascadeur n'était autre que Rémy Julienne. Le titre du film était *L'Arrêt* et comportait quelques

très belles images, comme celles qui montraient comment l'homme montant un cheval à cru sans renne, parvenait à stopper celui-ci.

En 1969, la première génération d'un système antiblocage contrôlé électroniquement est présentée au Salon de l'automobile de Francfort (Internationale Automobil-Ausstellung ou IAA) par la compagnie américaine ITT Automotives qui avait racheté Alfred Teves GmbH[4,5]. Et c'est dans cette version du système que la vitesse d'enfoncement de la pédale de frein est mesurée et indique un freinage d'urgence probable.

En 1970, la Citroën SM a failli être équipée d'un ABS Teldix, mais les difficultés financières d'Automobiles Citroën et le premier choc pétrolier ont raison du projet d'application. Ce dispositif comprenait environ 1 000 composants analogiques, et était donc très lourd et lent au fonctionnement. Grâce à la technologie numérique, la quantité de pièces pourra être réduite à 140 composants et permettra ainsi une production du système en série.

En 1975, Bosch achète les brevets et licences à Teldix sur l'élaboration d'un dispositif visant à éviter le blocage des roues d'un véhicule à moteur à combustion interne [13].

En 1978, Bosch commercialise son ABS électronique (ABS2) et en même temps en fait une marque déposée. Les autres équipementiers et constructeurs utiliseront le terme ABV (*Automatischer Blockierverhinderer*). Et les premiers véhicules à en être dotés en option sont les modèles allemands : Mercedes classe S en octobre et BMW série 7 en décembre.

En 1985, la Ford Scorpio est le premier véhicule à en être équipé de série. En 1988, La BMW K1 est la première moto à en être doté en option d'un système du fournisseur FAG Kugelfischer et cela coûtait 1 980 DM.

En 1986, à la demande de PSA à qui Bosch refusait de livrer les volumes d'ABS nécessaires à sa stratégie d'équipement, privilégiant les constructeurs allemand, Bendix recommençait le développement d'un système ABS. Le système fut lancé sur la 405 Mi16, puis étendu aux 605 et XM. Renault fut également client de ce système avec la R19. Ces produits ont été fabriqués à Drancy. Compte tenu des développements commerciaux, un deuxième site de production situé à Moulins (Allier) fut équipé de ligne d'usinage et de montage à partir de 1992. Ce site produisit des systèmes Mécatronic 2 puis 3 pour la Ford Mondéo.

L'histoire bégaya et Bosch se porta acquéreur en 1996 de l'activité de freinage de Bendix devenu entretemps AlliedSignal. Cet achat comprenait l'activité ABS d'AlliedSignal. Bien que disposant d'une usine importante en Europe, Bosch décida néanmoins de poursuivre la production d'ABS à Moulins compte-tenu des performances de cette usine et lança en septembre 1997 la production d'ABS 5.3 à destination des constructeurs français et italiens. Grâce à ce site, la production d'ABS se poursuit aujourd'hui encore sur le sol Français.

En 2003, Daimler-Benz a développé le système, appelé; BAS Plus, en lui couplant un radar de régulation de distance. L'objectif était d'éviter les collisions par l'arrière ou tout au moins d'en diminuer la vitesse d'impact. Si le véhicule suiveur en est aussi équipé, la distance et la vitesse de rapprochement des deux véhicules sont constamment mesurées. En cas de vitesse différentielle trop élevée, une alarme visuelle est déclenchée et la moindre action sur les freins active le freinage d'urgence assisté [09].

En 2004, l'usine Biria située à Neukirch/Lausitz près de Heidelberg en Allemagne monte le premier système ABS sur un vélo.

Depuis 2004, la législation européenne impose l'équipement en série de l'ensemble des nouvelles voitures commercialisées dans l'Union.

En 2005, le système ABS Plus équipe le modèle Mercedes-Benz Classe S W221.

I.6.3 Le principe de fonctionnement du frein ABS

Le principe de fonctionnement est simple : un calculateur électronique gère un bloc d'électrovannes sur le circuit de freinage et surveille individuellement la rotation de chacune des roues à l'aide d'un capteur implanté sur chacune d'elles. Si le calculateur détecte le blocage (ralentissement significatif par rapport aux autres roues) d'une roue, le frein de celle-ci est relâché immédiatement (sans que le conducteur n'ait à modifier son action sur la pédale de frein). Le calculateur va permettre la pression de freinage la plus forte possible tout en évitant un blocage des roues.

Le but principal de l'ABS est de permettre de garder le véhicule manœuvrable lors d'un freinage d'urgence et de réduire la distance de freinage.

I.6.4 La régulation

La régulation est au cœur de toutes les actions : conduire de voiture, régler la température de sa douche le matin, réaliser une recette de cuisine…

La régulation (ou asservissement) consiste à agir de façon à ce que une mesure soit égale à une consigne. Si l'on cherche à atteindre une consigne (de position ou de température), on parlera de poursuite ou asservissement ; si l'on cherche à éliminer des perturbations pour qu'une valeur reste constante (ex : garder la température intérieure de la voiture constante quelle que soit la température extérieure), on parlera de régulation. L'industrie utilise à foison des systèmes d'asservissement ou de régulation : que ce soit pour gérer le débit d'un fluide dans une conduite, la température d'un produit, la hauteur d'un niveau de cuve…

Historiquement, les régulateurs n'étaient pas intégrés dans l'unité centrale des Automates Programmables Industriels, mais se présentaient sous forme de modules autonomes gérant leur environnement propre (acquisition, calcul, commande…) [10].

De plus en plus, les automates intègrent les régulateurs au sein de l'unité centrale. Soit sous la forme de module autonome émulant un régulateur externe au sein de l'UC (évitant ainsi la redondance de câblage qu'imposait l'utilisation de régulateur externe), soit sous la forme de blocs primitifs intégrables au sein du code au même titre qu'un bloc temporisateur.

Les régulateurs permettent ainsi de lier plus simplement les parties séquentielle et continue du procédé. La régulation fait partie intégrante de la qualité de production : c'est donc un point non négligeable de la chaîne de valeurs d'une installation.

a) Les types de régulateurs

- Régulateur proportionnel P.
- Régulateur proportionnel dérivé PD.
- Régulateur proportionnel intégral PI.
- Régulateur proportionnel intégral dérivé PID.
- Régulateur logique floue.

b) Les actions des régulateurs

- **Action P**

L'action Proportionnelle corrige de manière instantanée, donc rapide, tout écart de la grandeur à régler, elle permet de vaincre les grandes inerties du système. Afin de diminuer l'écart de réglage et rendre le système plus rapide, on augmente le gain (on diminue la bande proportionnelle) mais, on est limité par la stabilité du système. Le régulateur P est utilisé lorsqu'on désire régler un paramètre dont la précision n'est pas importante, exemple : régler le niveau dans un bac de stockage.

- **Action I**

L'action intégrale complète l'action proportionnelle. Elle permet d'éliminer l'erreur résiduelle en régime permanent. Afin de rendre le système plus dynamique (diminuer le temps de réponse), on diminue l'action intégrale mais, ceci provoque l'augmentation du déphasage ce qui provoque l'instabilité en état fermé.

L'action intégrale est utilisée lorsqu'on désire avoir en régime permanent, une précision parfaite, en outre, elle permet de filtrer la variable à régler d'où l'utilité pour le réglage des variables bruitées telles que la pression.

- **Action D**

L'action Dérivée, en compensant les inerties dues au temps mort, accélère la réponse du système et améliore la stabilité de la boucle, en permettant notamment un amortissement rapide des oscillations dues à l'apparition d'une perturbation ou à une variation subite de la consigne.

Dans la pratique, l'action dérivée est appliquée aux variations de la grandeur à régler seule et non de l'écart mesure-consigne afin d'éviter les à-coups dus à une variation subite de la consigne.

L'action D est utilisée dans l'industrie pour le réglage des variables lentes telles que la température, elle n'est pas recommandée pour le réglage d'une variable bruitée ou trop dynamique (la pression). En dérivant un bruit, son amplitude risque de devenir plus importante que celle du signal utile [10].

- **Régulateur logique floue**

La logique floue, dans la plupart des applications actuelles, permet de prendre en compte toutes sortes de connaissances qualitatives de concepteurs et d'opérateurs dans l'automatisation des systèmes.

Elle suscite en France un intérêt médiatique depuis le début des années 90. Les nombreuses applications dans l'électroménager et l'électronique grand public réalisées notamment au Japon en ont été l'élément déclenchant.

Machines à laver sans réglage, caméscopes anti-bougé et de nombreuses autres innovations ont fait connaître le terme « logique floue » à un large public.

Dans l'automobile les transmissions automatiques, les contrôles d'injection et d'anti-cliquetis, l'air conditionné sont réalisés sur des véhicules de série grâce à la logique floue.

I.7 Méthode de résolution

On utilise surtout le SIMULINK pour la résolution de ce problème de dynamique avec plusieurs variables qui sont : Le taux de glissement, le frottement, la vitesse linéaire du véhicule, la vitesse de rotation de la roue,

I.7.1. SIMULINK

Simulink est une interface graphique permettant de décrire des graphes flots de données dont les blocs sont des fonctions décrites avec Matlab [14]. Ces graphes sont proches de la représentation schéma-bloc utilisé généralement par l'automaticien pour représenter les lois de commande d'un système automatisé (fig.I.5). Il permet de spécifier et paramétrer rapidement un prototype grâce à des simulations prenant à la fois en compte le comportement continu du processus et le comportement discret du système temps réel évitant ainsi de longues phases de tests. Son utilisation est proche de celle des outils de C.A.O pour la conception des systèmes électroniques :

– il intègre une importante bibliothèque de blocs prédéfinis (gain, intégrateur, filtre...) comme les outils de C.A.O intègrent des bibliothèques de composants.

– comme pour les outils de C.A.O, il est possible de construire hiérarchiquement de nouveaux blocs, soit en utilisant des blocs existants, soit en créant de nouveaux blocs à partir de fonctions Matlab.

– enfin, les nouveaux blocs créés par les utilisateurs peuvent être regroupés dans des librairies pouvant être réutilisées dans d'autres applications.

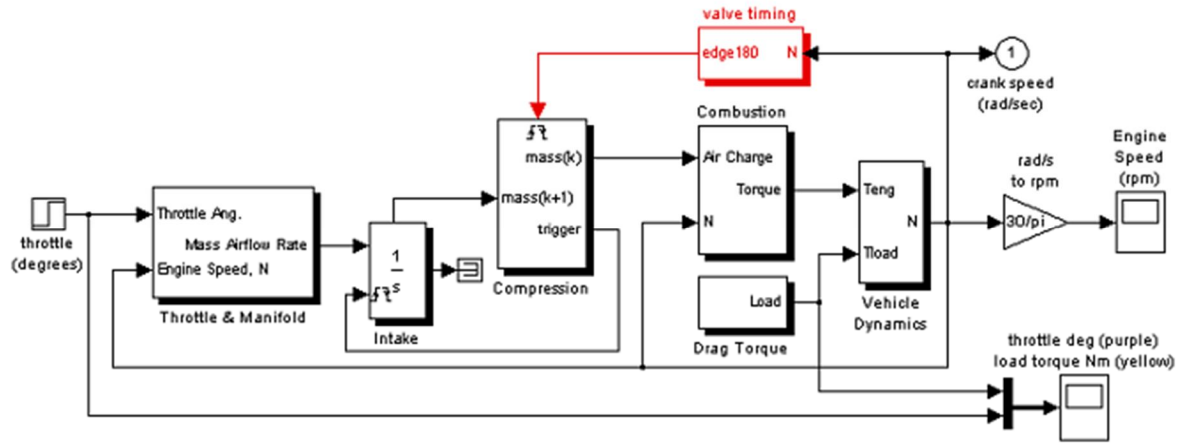


Fig. I.5. Exemple de modèle SIMULINK

Les dernières versions de Simulink intègrent une nouvelle fonctionnalité importante pour la spécification des systèmes temps réel : les triggers. L'association d'un trigger à un bloc Simulink ajoute une entrée à celui-ci. L'exécution du bloc peut alors être contrôlée par un signal connecté à cette nouvelle entrée. Selon la configuration du trigger l'exécution peut être déclenchée soit sur un front montant (la valeur du signal passe d'une valeur négative à une valeur positive), soit sur un front descendant (la valeur du signal passe d'une valeur positive à une valeur négative), soit sur un front (changement de signe du signal). Une option spécifique du trigger permet de déclencher l'exécution d'un bloc sur un signal de type function call. Cette option permet à un bloc (celui qui émet le signal) de demander l'exécution du bloc triggé comme pour un appel de sous-programme.

Le trigger est un apport important des dernières versions de Simulink car, par ce biais, il est possible de spécifier la fréquence d'exécution d'un bloc en connectant son entrée trigger à la sortie d'un générateur d'impulsions discrète pulse générateur configuré sur la fréquence recherchée : c'est une manière de spécifier des contraintes de cadence sur les blocs.

CHAPITRE II

LE SYSTEME DE FREINAGE ABS

II.1 Introduction

Le but de ce chapitre est de définir le frein ABS ainsi que le principe de fonctionnement.

II.2 Le frein ABS

Le système ABS « Anti –Locke Brake System» se définir comme un système qui permet d'éviter le danger d'instabilité lors du freinage brusque face a un obstacle.

L'objectif principale de l'ABS est d'éviter le blocage des roues du a un freinage excessif durant une manœuvre de freinage.

L'importance d'évites le blocage des roues est double :

- La stabilité du véhicule est maintenue ou encore maitrisée par le conducteur.
  Si cette stabilité de direction n'est pas produite l'accident ou percutement d'obstacle est inévitable.
- Deuxièmement La distance d'arrêt du véhicule pendant le freinage est réduite cela est du a ce que la force de freinage entre le pneu et la route atteint son maximum qui minimisé ainsi la distance d'arrêt

Pour atteindre ces importants objectifs de conduite sans danger le système ABS utilise des contrôleurs, des capteurs de vitesse aux roues et des composants de frein auxiliaire comme l'indique la figure II.1.

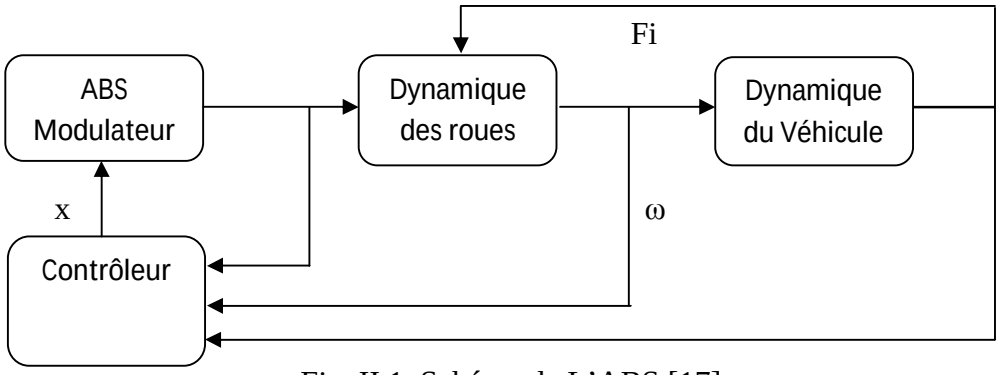


Fig. II.1. Schéma da L'ABS [17]

II.3 Les composants du système

Le système de freinage hydraulique est constitué des composants suivants :

a) L'unité de contrôle électronique (ECU)
b) Le modulateur de pression
c) Capteurs de vitesse des roues
d) Témoin ABS

a) Boîtier de commande électronique (ECU)

Le calculateur reçoit des informations des capteurs de vitesse de roues et du contacteur stop (pédale : pour faire la différence entre un glissement au freinage et un glissement au démarrage) [08].

- Il reçoit également une alimentation électrique et une mise à la masse.
- En retour, il pilote les électrovannes, le voyant de contrôle au tableau de bord et le relais de la pompe de réinjection.
- A la mise du contact, il effectue un «autodiagnostic» du dispositif. Si un défaut du système apparaît en roulage, le voyant s'allume au tableau de bord et le calculateur met hors service le dispositif A.B.S.
- Dans ce cas, on dispose du système de freinage traditionnel. Le calculateur garde également en mémoire tous les défauts et permet la lecture de ceux-ci avec la station diagnostic.

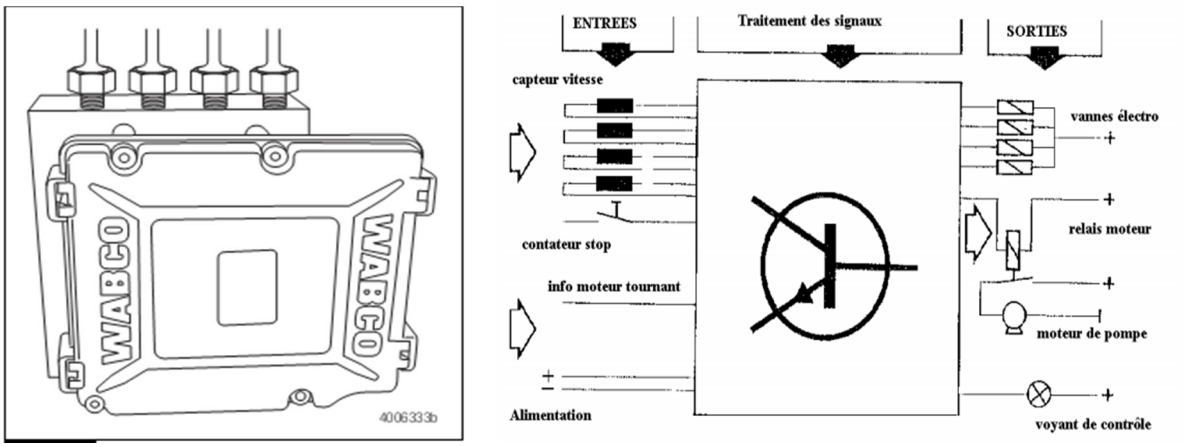


Fig. II.2. Boîtier de commande électronique [03].

b) Ensemble modulateur

L'ensemble modulateur contient les électrovalves du système hydraulique ABS, une électrovalve d'entrée et une électrovalve de sortie par roue, un moteur à pompe et deux accumulateurs [08].

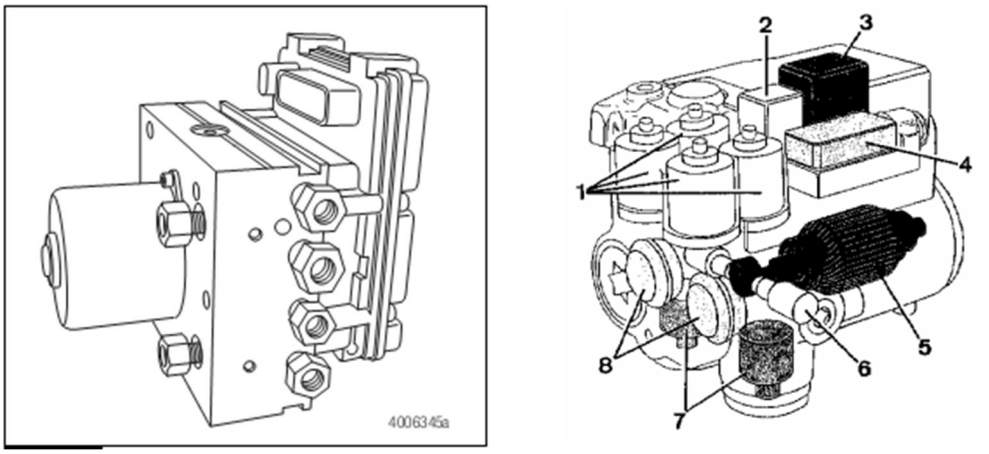


Fig. II.3. Modulateur

1. Electrovanne ,2 Relais de pompe, 3. Relais des électrovannes 4. Connections câblage électrique 5. Moteur électrique de pompe 6. Elément de pompage 7. Accumulateur hydraulique 8. Chambre de silence

- **Électrovannes**

 Elles permettent soit:

De mettre en communication le maître-cylindre et le cylindre récepteur. (Freinage normal).

De couper cette communication, interdisant ainsi l'augmentation de pression dans le cylindre.

De mettre le cylindre récepteur en communication avec une pompe de refoulement, ceci faisant chuter la pression dans le cylindre et donc défreine la roue.

 Les électrovannes sont constituées d'un bobinage alimenté et mises à la masse par le calculateur. L'intensité traversée est fonction du déplacement souhaité du noyau - piston. La course de celui-ci est de quelques dixièmes de millimètres. Les électrovannes peuvent être au nombre de 3 ou 4 [03].

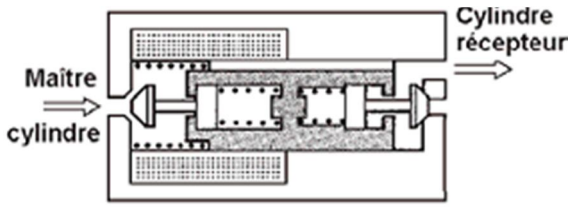


Fig. II.4. Électrovanne en repos [02].

- **L'élément de pompage**

Le dispositif de freinage utilise comme source de pression la haute pression fournie par une pompe hydraulique. La pression de freinage est, dans tous les cas, proportionnelle à l'action de l'utilisateur sur la pédale de frein.

Cette pompe hydraulique et électrique délivre une pression régulée par deux manocontacts entre 160 et 180 bars.

 Dès que la pression descend au-dessous de 80 bars, les manocontacts alertent le calculateur que la pression est trop faible. Celui-ci, par l'intermédiaire d'un relais, alimente la pompe en énergie électrique [03].

 Un accumulateur (sphère) permet de constituer une réserve de pression.

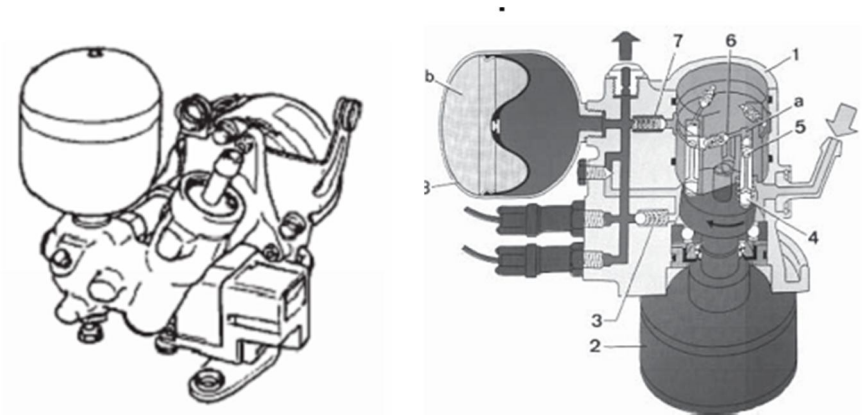


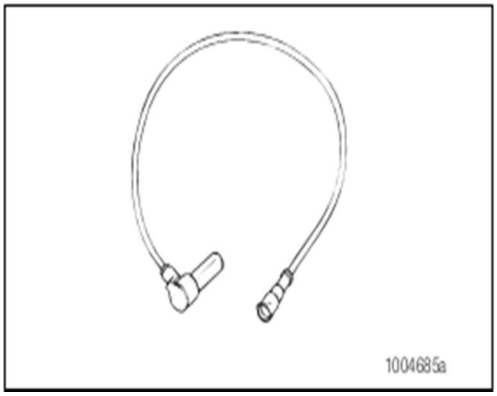
Fig. II.5. Pompe hydraulique [03]

c) Capteurs de vitesse des roues

- **Capteur à douille moulée**

Lit la vitesse d'une roue dentée montée sur le moyeu de la roue du véhicule.

Produit une tension finale proportionnelle à la vitesse de la roue.



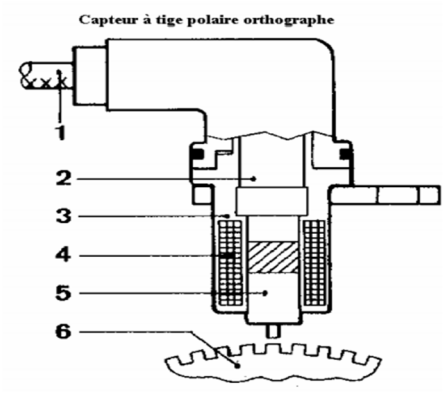


Fig. II.6.a) Capteur des roues [02]

1. Câble électrique 2. Aimant permanent 3. Boîtier 4. Enroulement 5. Tige polaire 6. Cible

- **Bague de serrage de capteur**

Maintient le capteur de vitesse de roue très près de la roue dentée [08].

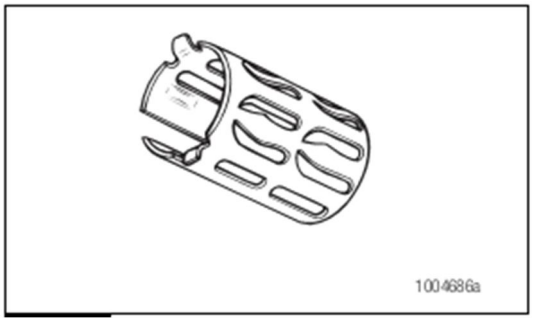


Fig. II.6.b) Bague de serrage de capteur

- **Roue dentée**

Une bague usinée ou estampée montée sur une surface usinée sur le moyeu de chaque roue équipée d'un capteur de frein ABS. Elle compte 100 dents.

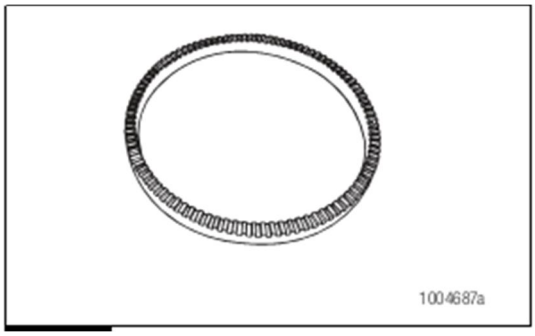


Fig. II.6.c) Roue dentée

- **Câbles de capteur**

Câble à deux fils avec connecteur moulé, Relie le capteur de vitesse au boîtier de commande.

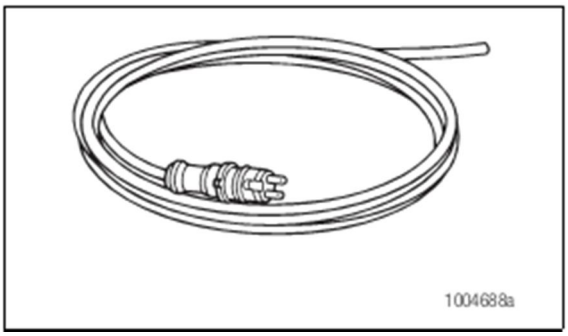


Fig. II.6.d) Câbles de capteur

d) Témoin ABS

Situé sur le tableau de bord du véhicule. Avertit le conducteur d'une possible défaillance du système. Utilisé par le personnel d'entretien pour afficher les codes clignotants.

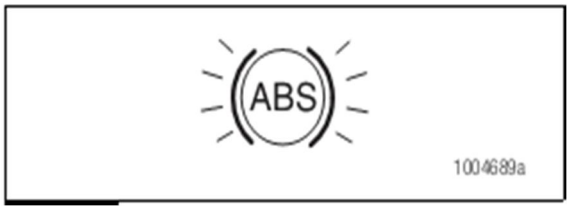


Fig. II.7. Témoin ABS

II.4 Principe de fonctionnement

Avant le premier freinage, le système de freinage antiblocage s'assure du bon fonctionnement de ses composants en effectuant les deux autotests suivants:

- Le premier autotest s'effectue lorsque le commutateur d'allumage est à la position «ON». Les témoins du système de freinage antiblocage «ANTILOCK» et celui du circuit de freinage «BRAKE» s'allument pendant 2 secondes environ et s'éteignent ensuite. Ce test confirme le bon fonctionnement des témoins des freins.
- Le deuxième autotest s'effectue lorsque le véhicule atteint une vitesse supérieure à 5 km/h environ. À ce stade, le relais interne du module de commande électronique des freins, les six électrovannes et le moteur de la pompe de recirculation sont mis en fonction et hors fonction en alternance et sont vérifiés pour s'assurer de l'absence de courts-circuits ou de circuits ouverts. À noter que la pompe de recirculation produit un son lors de son fonctionnement.

II.4.1 Freinage en mode normal

Durant un freinage normal, la pression est exercée par l'intermédiaire de la pédale de frein. Le liquide à frein se déplace du maître-cylindre jusqu'à l'unité de commande électro-hydraulique des freins. Une fois dans l'unité [01], le liquide se déplace à travers les électrovannes de maintien de pression normalement ouvertes (N.O.) et les électrovannes de diminution de pression normalement fermées (N.F.) et puis, s 'écoule dans les cylindres de roue et/ou les étriers.

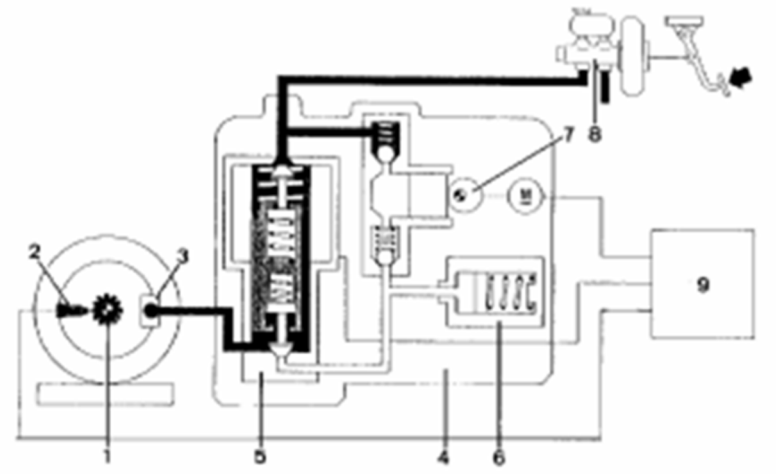
Pendant ce mode de freinage, le moteur électrique de la pompe de recirculation n'est pas en fonction. Les accumulateurs de dépressurisation sont vides. Seule la pression résiduelle est accumulée dans ces accumulateurs.

Le module de commande électronique des freins surveille constamment les capteurs de vitesse des deux roues avant (Wheel Speed Sensor – WSS) et celui du calibrateur de vitesse du véhicule (Vehicle Speed Sensor – VSS) pour y déceler une éventuelle décélération rapide. Si le système de freinage antiblocage n'est plus autorisé pour une raison quelconque, le conducteur pourra toujours se servir de ses freins en mode de fonctionnement normal. Les électrovannes de maintien de pression normalement ouvertes et les électrovannes de diminution de pression normalement fermées resteront ouvertes

dans ces positions afin de permettre à la pression du liquide à frein d'être transmise aux roues. Le système de freinage antiblocage ne fonctionne pas en l'absence de blocage de roue. Le véhicule doit rouler à une vitesse d'au moins 10 km/h environ pour que le système de freinage antiblocage fonctionne.

II.4.2 Freinage en mode antiblocage

Le système de freinage antiblocage vérifie les signaux d'entrée des capteurs de vitesse des roues avant et ceux du calibrateur de vitesse du véhicule et commande les changements de pression hydraulique de chaque roue jusqu'à ce que le véhicule soit complètement immobilisé [01], ou jusqu'à ce que le conducteur ait relâché la pédale de frein.



1. Cible 2.Capteur de vitesse 3.Cylindre de frein de roue 4. Groupe hydraulique 5.Electrovanne 6.Accumulateur 7.Pompe de retour 8.Maître-cylindre de frein 9. Calculateur électronique.

Fig. II.8. Mode de freinage normal [02].

Le système fonctionne en utilisant les procédés suivants:

- phase de maintien de la pression
- phase de diminution de la pression
- phase d augmentation de la pression
- phase de desserrage des freins

Séquence des événements

- *Première étape*

  Lorsque le véhicule roule à 10 km/h ou plus, le conducteur appuie sur la pédale de frein.

- *Deuxième étape*

  La vitesse de la roue commence à décroître lorsque la pression du maître-cylindre et la pression de freinage augmentent.

- *Troisième étape*

  Pendant que la vitesse de roue continue de diminuer par rapport à la vitesse du véhicule, l'électrovanne de maintien de pression normalement ouverte pour la canalisation concernée se ferme pour empêcher qu'une pression additionnelle ne parvienne à la roue. La pression du maître-cylindre continue d'augmenter à mesure que le conducteur appuie sur la pédale de frein mais la pression de freinage de roue est maintenant limitée à la pression du système de freinage antiblocage.

- *Quatrième étape*

  Lorsque le module de commande électronique des freins détermine que la roue est sur le point de se bloquer, l'électrovanne de diminution de pression normalement fermée s'ouvre. Cette opération purge une partie de la pression à la hauteur du cylindre de roue ou de l'étrier afin de permettre à la roue de retourner à une vitesse plus près de celle du véhicule.

- *Cinquième étape*

  L'électrovanne de diminution de pression est à nouveau fermée et l'électrovanne de maintien de pression reste fermée pour permettre à la vitesse de la roue de se rétablir du blocage.

- *Sixième étape*

  Une fois le véhicule rétabli à la tendance au blocage, l'électrovanne de maintien de pression s'ouvre momentanément par impulsion pour permettre à la pression du maître-cylindre et à la pression de la pompe de recirculation d'atteindre les freins. La pression modulée continue d'augmenter jusqu'à ce que la roue soit à une puissance de freinage optimale ou jusqu'à ce que la pression de freinage égale la pression de sortie du maître-cylindre. Le système de freinage antiblocage permet au liquide à

frein de s'écouler jusqu'à la roue, de générer de la pression et d'essayer de forcer un autre départ, en répétant les étapes 3 à 6 d'événements. Les paragraphes suivants décrivent de manière détaillée les différentes phases en mode de freinage antiblocage.

II.4.2.1 Phase de maintien de la pression

La phase de maintien de la pression survient lorsque le conducteur exerce une pression excessive sur la pédale de frein par rapport à la situation causant la décélération des roues à une vitesse qui excède la capacité du véhicule [01].

Si l'information transmise par les capteurs de vitesse de roue indique une décélération de roue excessive (blocage imminent), la première étape de la séquence antiblocage consiste à isoler la pression de freinage exercée par le conducteur.

Le module de commande électronique des freins applique une tension au solénoïde de l'électrovanne de maintien pour fermer l'électrovanne de maintien de pression. Cette action empêche qu'une pression de freinage additionnelle soit exercée par le conducteur et atteigne la roue. Lorsque l'électrovanne de maintien de pression est fermée, des augmentations additionnelles de pression de freinage ne sont pas possibles.

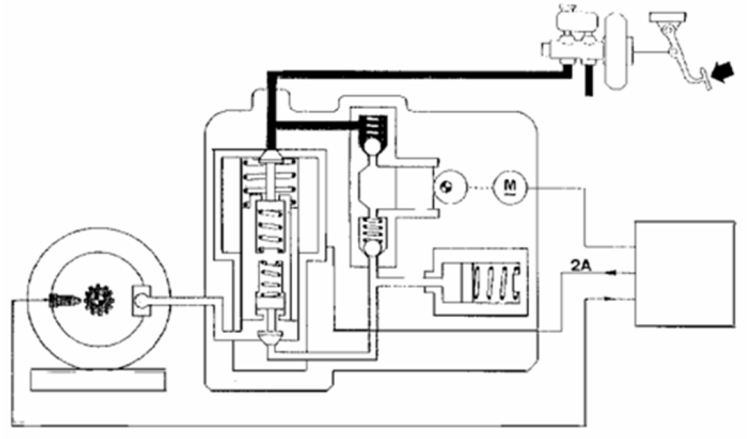


Fig. II.9. Phase de maintien de la pression [02].

II.4.2.2 Phase de diminution de la pression

Une fois la pression maintenue, elle peut être réduite pour permettre le roulement des roues à nouveau. La diminution de pression se fait en déchargeant une partie de la pression du liquide à frein dans un accumulateur de dépressurisation. Le module de commande électronique des freins alimente le solénoïde de l'électrovanne de

diminution de pression pour l'ouvrir permettant au liquide des roues d'être déchargé dans l'accumulateur de dépressurisation.

De très courtes impulsions d'activation ouvrent et ferment le passage de l'électrovanne de diminution de pression pour moduler cette action. La pression de freinage est ainsi diminuée au niveau de la roue concernée et permet à celle-ci de recommencer à rouler normalement. Le liquide à frein, emmagasiné dans l'accumulateur de dépressurisation, sert à amorcer la pompe de recirculation afin de pouvoir appliquer à nouveau une pression. L'électrovanne de diminution de pression s'ouvre de manière indépendante pour agir sur la décélération de la roue. À partir de cette phase, la pompe de recirculation est mise en service par le module de commande électronique des freins jusqu'à la fin du mode antiblocage [01].

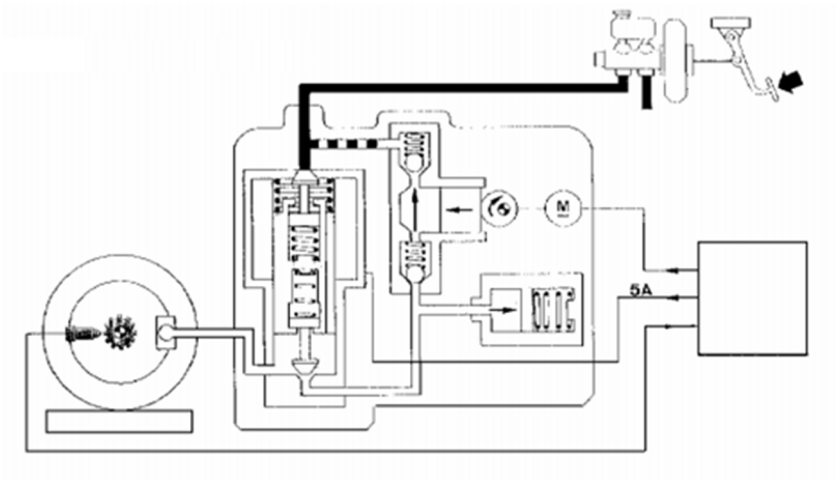


Fig. II.10. Phase de diminution de la pression [02].

II.4.2.3 Phase d'augmentation de la pression

La phase d'augmentation de la pression est établie de façon à obtenir un freinage optimal pour chacune des roues. L'électrovanne de maintien de pression s'ouvre momentanément sous l'effet d'une impulsion pour permettre à la pression du maître-cylindre et à la pompe de recirculation d'atteindre les freins. La pression, ainsi modulée, continue d'augmenter jusqu'à ce que la roue soit à la puissance de freinage optimale ou jusqu'à ce que la pression de freinage soit amenée à la pression de sortie du maître-cylindre [01].

Si plus de pression est nécessaire, une plus grande quantité de liquide est retirée du maître- cylindre et appliquée aux freins. À mesure que le liquide à frein est réintroduit, les

roues commencent à ralentir à une vitesse optimale. Si les roues sont sur le point de bloquer, le module de commande électronique des freins passe en phase de maintien de pression, de diminution de pression et d'augmentation de pression. Ces cycles de commande (maintien, diminution et augmentation) surviennent par intervalles de millisecondes, ceci permet que plusieurs cycles surviennent par seconde qu'on appelle fréquence.

II.4.2.4 Phase de desserrage des freins

À la fin de l'arrêt d'un freinage antiblocage, lorsque le conducteur relâche la pédale de frein, la pompe de recirculation continue de fonctionner pendant une courte période pour permettre à tout liquide à frein emmagasiné dans l'accumulateur de dépressurisation de s'en échapper. À mesure que le liquide s'écoule et retourne au réservoir du maître-cylindre, la tension du ressort dans l'accumulateur de dépressurisation pousse le piston à sa position initiale. Et, enfin, l'électrovanne de maintien de pression cesse de fonctionner et le liquide s'écoule par l'orifice de maintien de pression vers le réservoir du maître-cylindre.

Lors du freinage en mode antiblocage [01], le conducteur sentira des vibrations sur la pédale de frein ou une perte de fermeté de la pédale. Il s'agit d'une situation normale et prévue en mode antiblocage.

II.5 Différents types de montage de L'ABS

Les trois principaux systèmes d'ABS, existant actuellement, suivant le nombre de canaux et de capteurs sont représentés sur la figure ci-dessous [02].

- Dispositif 4 canaux – 4 capteurs

  Le contrôle indépendant des 4 roues peut entraîner l'apparition de moments de lacet importants peu favorables au contrôle directionnel.

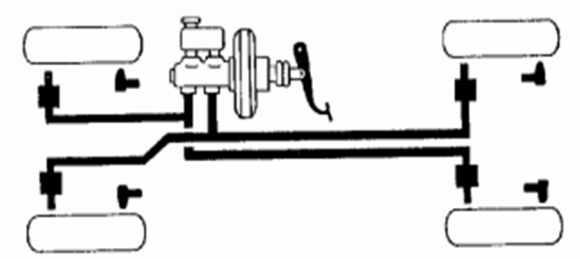


Fig. II.11.a) Dispositif 4 canaux – 4 capteurs [02].

- Dispositif 3 canaux – 3 capteurs

  Train arrière contrôlé par la vitesse moyenne du train arrière. Généralement adopté sur pick-up

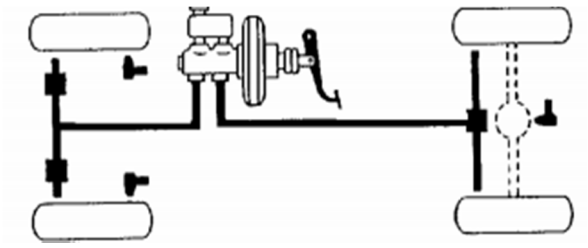


Fig. II.11.b) Dispositif 3 canaux – 3 capteurs

- Dispositif 3 canaux – 4 capteurs + stratégie

  Résultat assez semblable aux 4 canaux – 4 capteurs si stratégie

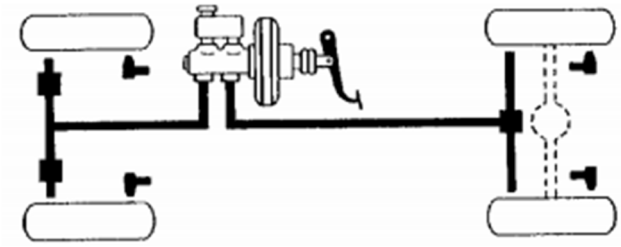


Fig. II.11.c) Dispositif 3 canaux – 4 capteurs + stratégie

CHAPITRE III

LES CONTROLLEURS LINEAIRES ET LOGIQUE

III.1 Introduction

Dans ce type de régulation, l'action correctrice s'effectue après que les effets des grandeurs perturbatrices aient produit un écart entre la mesure et la consigne (la valeur d'erreur). Cet écart peut être également provoqué par un changement de consigne. Dans les deux cas, le rôle de la boucle fermée est d'annuler l'écart.

III.2 Choix du sens d'action du contrôleur

Le choix du sens d'action du régulateur est fonction du sens d'action du régulateur et est fonction du sens d'action de l'ensemble vanne positionneur et du sens de variation de la grandeur réglée par rapport à la grandeur réglant.

Le sens d'action d'un ensemble vanne positionneur est direct si la vanne s'ouvre lorsque le signal de commande augmente et inverse dans le sens contraire.

III.3 Rôle des actions dans la boucle fermée

III.3.1 Rôle de l'action proportionnelle (P)

Le rôle de l'action proportionnelle est d'accélérer la réponse de la mesure, ce qui a pour conséquence de réduire l'écart entre la mesure et la consigne.

L'étude de l'action proportionnelle sur un système naturellement stable en boucle fermée, montre que lors d'un changement de consigne, le régime permanent atteint un écart résiduel.

$\varepsilon = \Delta C / (1 + Gs.Gr)$

Gr : gain du régulateur.

Gs : gain du procédé.

ΔC : variation de consigne.

Une augmentation de Gr, accélère la réponse du procédé, provoque une diminution de l'écart résiduelε, mais rend la mesure de plus en plus oscillatoire.

La valeur optimale de Gr est celle qui donne la réponse la plus rapide, avec un bon amortissement (ne dépassant pas 15 %).

L'étude de l'action proportionnelle sur un procédé instable (aussi appelé intégrateur), montre que lors d'une variation de consigne, la mesure rejoint la consigne, la mesure rejoint la consigne dans tous les cas.

Lors d'une perturbation, la mesure s'écarte de la consigne, la régulation proportionnelle tend à la ramener tout en laissant subsister un écart résiduel ε, lorsque le régime permanent est atteint.

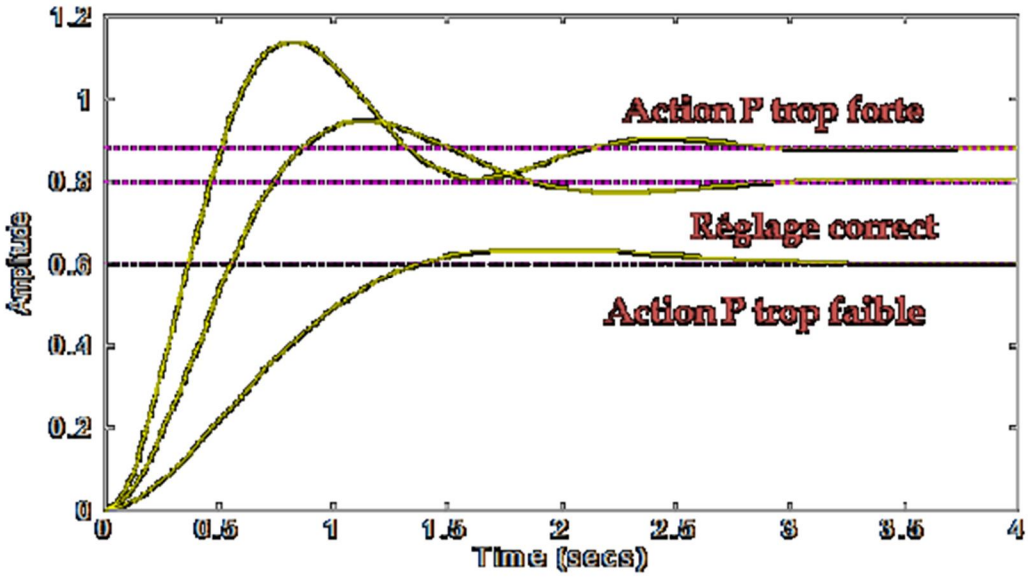


Fig. III.1. Test en asservissement sur un procédé instable (P)

III.3.2 Rôle de l'action Intégrale

Le rôle de l'action intégrale est d'annuler l'écart entre la mesure et la consigne. Le signal de sortie du régulateur en intégrateur seul est proportionnel à l'intégrale de l'écart mesure-consigne.

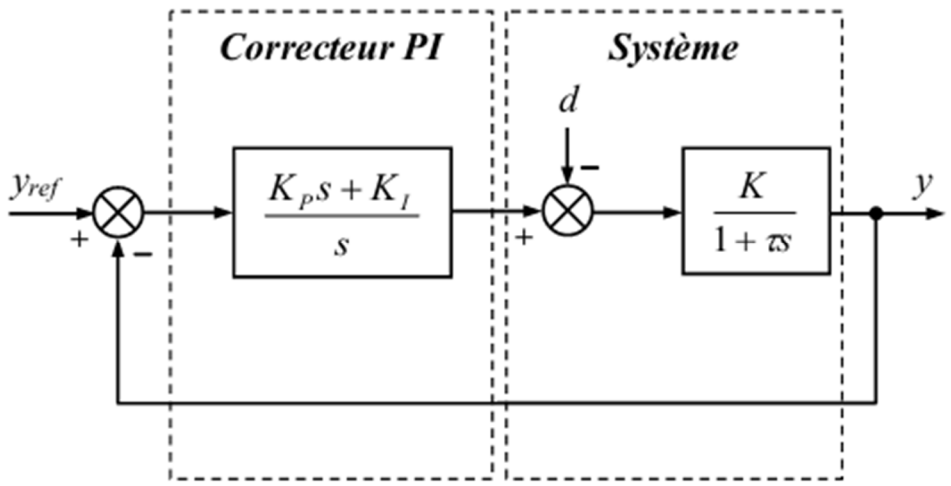


Fig. III.2.a) Schéma de contrôleur (PI)

L'action intégrale est généralement associée à l'action proportionnelle. Comme dans le cas de l'action proportionnelle, une augmentation excessive de l'action intégrale (diminution de Ti) peut être source d'instabilité.

L'étude de l'action intégrale sur un système stable est donnée par les figures suivantes pour un test en asservissement et un autre en régulation.

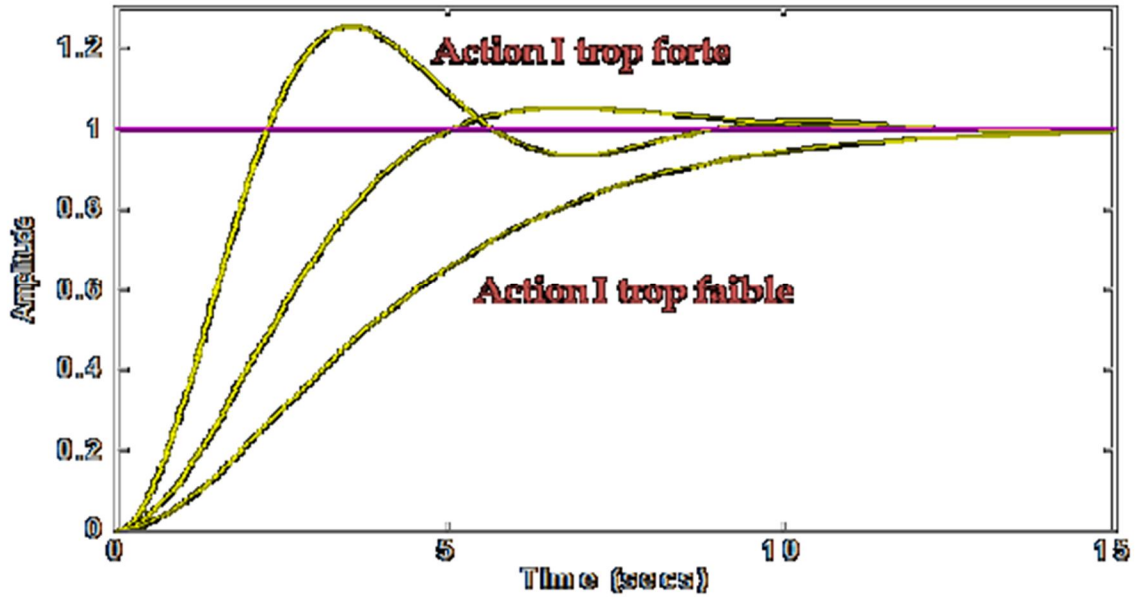


Fig. III.2.b) Test en asservissement sur un procédé instable (PI)

Le comportement de l'action intégrale sur un procédé instable, est sensiblement le même que sur un procédé stable. Il faut noter que l'action intégrale est nécessaire pour annuler l'écart, suite à des perturbations. Lors de changement de consigne, son intérêt est moindre car l'écart s'annule naturellement du fait que le procédé est lui même intégrateur.

Dans ce cas l'action intégrale donne une réponse plus rapide qu'en régulation à action proportionnelle seule.

III.3.3. Rôle de l'action dérivée

Le rôle de l'action dérivée est de compenser les effets du temps mort (retard) du procédé. Elle a un effet stabilisateur mais une valeur excessive peut entraîner l'instabilité.

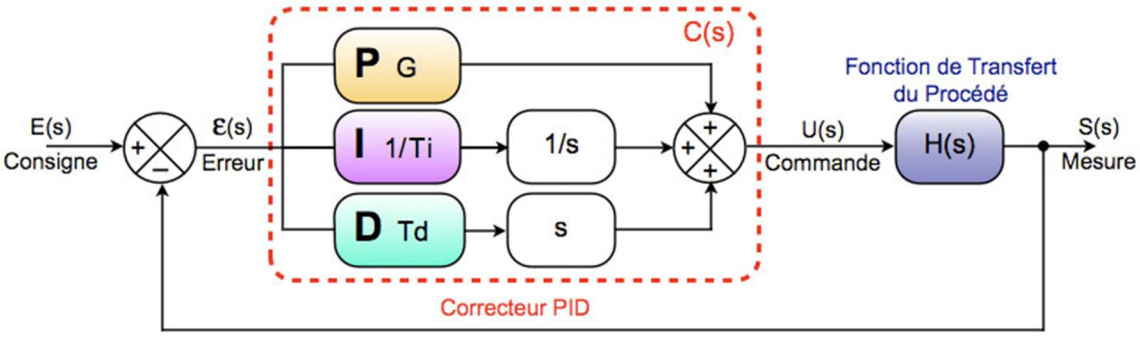


Fig. III.3.a) Schéma de contrôleur (PID) [15]

.

Son rôle est identique quelle que soit la nature du procédé. La sortie du dérivateur est proportionnelle à la vitesse de variation de l'écart.

Notons que l'action dérivée ne peut pas être utilisée seule.

L'étude de l'action dérivée sur un système stable est donnée par les figures suivantes pour un test en asservissement et un autre en régulation.

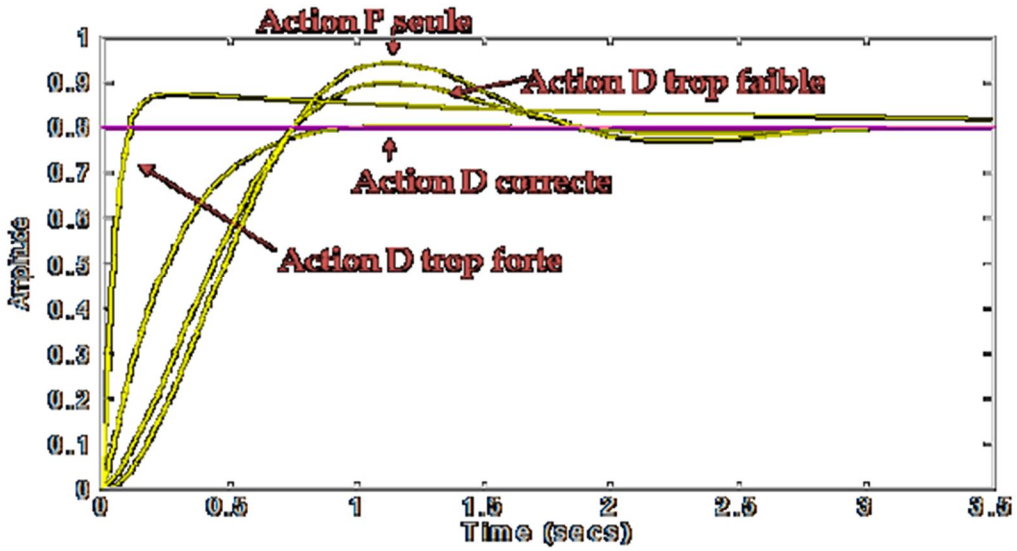


Fig. III.3.b) Test en asservissement sur un procédé instable PID

Dans le cas d'un signal de mesure bruité, la dérivée amplifie le bruit, ce qui rend son utilisation délicate ou impossible.

La solution à ce problème consiste, soit à filtrer le signal de mesure, soit à utiliser un module de dérivée filtrée avec un gain transitoire réglable.

Dans tous les algorithmes PID, la dérivée est filtrée, mais la valeur du filtre (gain transitoire), est rarement réglable sur les régulateurs monoblocs, elle l'est parfois, sur les modules PID des systèmes numériques.

Dans le cas d'un signal de mesure bruité, la dérivée amplifie le bruit, ce qui rend son utilisation délicate ou impossible.

La solution à ce problème consiste, soit à filtrer le signal de mesure, soit à utiliser un module de dérivée filtrée avec un gain transitoire réglable.

Dans tous les algorithmes PID, la dérivée est filtrée, mais la valeur du filtre (gain transitoire), est rarement réglable sur les régulateurs monoblocs ; elle l'est parfois, sur les modules PID des systèmes numériques.

III.4 Méthodes de réglage des actions

Avant de commencer les réglages d'une boucle de régulation, il faut s'assurer que le sens d'action du régulateur est correct.

Nous rappelons que quelle que soit la méthode de réglage utilisée, les réglages ne sont adaptés qu'au point de fonctionnement.

Il existe différentes méthodes de réglage des actions d'un régulateur P.I.D. suivant le type de procédé et les contraintes de fabrication on choisira l'une des méthodes.

III.4.1 Méthode par approches successives

Elle consiste à modifier les actions du régulateur et à observer les effets sur la mesure enregistrée, jusqu'à obtenir la réponse optimale.

On règle l'action proportionnelle, puis l'action dérivée et l'intégrale.

Cette technique présente l'intérêt d'être simple et utilisable sur n'importe quel type de système. Néanmoins du fait de son caractère itératif, son application devient longue sur des procédés à grande inertie.

III.4.2 Méthode nécessitant l'identification du procédé

Si l'on connaît les paramètres du procédé, suite à une modélisation de sa fonction de transfert réglant, et si l'on est en possession de la structure du régulateur. Il est alors possible de calculer rapidement les paramètres de réglage qu'on pourra affiner suite à des essais, afin d'obtenir la réponse souhaitée.

Cette méthode nécessite un enregistreur à déroulement rapide. Elle est de préférence utilisée sur des procédés à grande inertie.

III.4.3 Méthodes de Ziegler et Nichols (ZN)

En 1942, Ziegler et Nichols ont proposé deux approches heuristiques basées sur leur expérience et quelques simulations pour a jus ter rapidement les paramètres des régulateurs P, P I et PID [16]. La première méthode nécessite l'enregistrement de la réponse indicielle en boucle ouverte, alors que la deuxième demande d'amener le système bouclé à sa limite de stabilité.

a) Méthode de la réponse indicielle

Pour obtenir les paramètres du régulateur PID, il suffit d'enregistrer la réponse indicielle du processus seul (c'est-à-dire sans le régulateur), puis de tracer la tangente au point d'inflexion de la courbe. On mesure ensuite sa pente p, le retard apparent L correspondant au point d'intersection de la tangente avec l'abscisse et le gainK0=y_∞/E. On peut alors calculé les coefficients du régulateur choisi à l'aide du tableau III.1 [16].

Généralement, les gains Kp proposés par Ziegler-Nichols sont trop élevés et conduisent à un dépassement supérieur à 20%. Il ne faut donc pas craindre de réduire Kp d'un facteur 2 pour obtenir une réponse satisfaisante.

Type	K_p	T_i	T_d
P	$1/(pLK_0) = 1/(aK_0)$		
PI	$0.9/(pLK_0) = 0.9/(aK_0)$	$3L$	
PID	$1.2/(pLK_0) = 1.2/(aK_0)$	$2L$	$0.5L$

Tab. III.1. Paramètres PID obtenus à partir d'une réponse indicielle (ZNt)

b) Méthode du point critique

Cette méthode est basée sur la connaissance du point critique du processus. Expérimentalement, on boucle le processus sur un simple régulateur proportionnel dont on augmente le gain jusqu'à amener le système à osciller de manière permanente, on se trouve ainsi à la limite de stabilité. Après avoir relevé le gain critique Kcr du régulateur et la période

d'oscillation Tcr de la réponse, on p eut calculer les paramètres du régulateur choisi à l'aide du tableau III.2. Ici également, les valeurs proposées conduisent à un temps de montée relativement court malheureusement assorti d'un dépassement élevé. Cet te situation n'étant

pas toujours satisfaisante, on p eut être amené à corriger les coefficients proposés et, en particulier, à diminuer le gain K_p [16].

On notera que les paramètres T_i et T_d proposés par les deux méthodes de Ziegler-Nichols sont dans un rapport constant égal à 4. Le régulateur possède donc deux zéros confondus

Valant $-1/(2T_d) = -2/T_i$.

Type	K_p	T_i	T_d
P	$0.5K_{cr}$		
PI	$0.4K_{cr}$	$0.8T_{cr}$	
PID	$0.6K_{cr}$	$0.5T_{cr}$	$0.125T_{cr}$

Tab.III.2. Paramètres PID obtenus à partir du p oint critique (ZNf)

III.5 Réglage par approches successives

Le procédé est d'abord conduit en manuel pour stabiliser la mesure au point de consigne. De petites variations sur la vanne permettent d'observer les réactions naturelles du procédé, afin de dégrossir les actions à mettre sur le régulateur au début de chaque réglage.

Les actions seront réglées dans l'ordre P, D, I.

Les critères de performance retenus pour la régulation sont une réponse bien amortie (dépassement de 10 à 15 %) avec une rapidité maximum (temps d'établissement minimal).

La majorité des boucles de régulation correspondent à des boucles fermées où l'on utilise un seul régulateur.

Le mode de régulation souvent utilisé dans ces régulateurs, est le mode PID.

En pratique le réglage par étape des actions proportionnelle, intégrale, dérivée, tout en

observant l'évolution de la mesure, suite à des changements de consigne (tests en asservissement), ou suite à des variations de grandeurs perturbatrices (tests en régulation).

- **Réglage de l'action proportionnelle**
  - stabiliser la mesure au point de fonctionnement.
  - Mettre le régulateur en P seul, (Ti = max. ou n = 0 et Td = 0).

- Afficher un gain Gr faible (Gr < 1).
- Egaler la consigne à la mesure, passer le régulateur en automatique.
- Effectuer un échelon de consigne de 5 à 10 %.
- Observer l'enregistrement de l'évolution du signal de mesure.
    - Si elle est sur amortie (apériodique), augmenter le gain Gr (ou diminuer BP %).
    - Si elle présente plus de deux oscillations, diminuer le gain Gr (ou augmenter BP %).

Au cours des réglages, les observations suivantes peuvent être faites

- La mesure ne rejoint pas la consigne.
- L'écart diminue avec le gain mais la stabilité se dégrade.
- La réponse s'accélère en augmentant le gain.
- Il faut trouver un compromis entre rapidité et stabilité.

- **Réglage de l'action dérivée**

  - L'action dérivée ne se justifie que si la mesure a un certain retard.
  - Conserver la valeur de l'action proportionnelle déterminée précédemment et l'intégrale minimale.
  - Afficher une action dérivée faible (Td égal à quelques secondes (tr/3)).
  - Egaler la consigne à la mesure, passer le régulateur en automatique.
  - Effectuer un échelon de consigne de 5 à 10 %.
    - Si la réponse ne s'amortie pas, augmenter Td.
    - Si la réponse est oscillante ou si elle est plus lente, diminuer Td.
        - L'action dérivée a un effet anticipatif
        - L'action dérivée stabilise la réponse du procédé
        - La réponse s'accélère en augmentant l'action dérivée
        - Il faut trouver un compromis entre rapidité et stabilité.

La présence de l'action dérivée, permet d'augmenter l'action proportionnelle

(environ 10 % de plus, soit 1,1. Gr ou 0,9. BP%)

- **Réglage de l'action intégrale**
    - Conserver les valeurs des actions proportionnelle et dérivée déterminées précédemment.

- Afficher une action intégrale faible.
- Pour un premier essai afficher Ti = quelques minutes
- Egaler la consigne à la mesure, passer le régulateur en automatique.
- Effectuer un échelon de consigne de 5 à 10 %.
- Si la réponse est sur amortie ou trop lente, diminuer Ti.
- Si la réponse présente un dépassement trop important, on augmente Ti.

L'action intégrale donne la précision statique

- La mesure rejoint la consigne
- La réponse s'accélère en augmentant l'action intégrale
- Il faut trouver un compromis entre rapidité et stabilité

La régulation floue

La régulation floue fait partie des systèmes à base de connaissances, elle s'appuie sur la logique floue [10].

La logique floue permet de prendre en compte toutes sortes de connaissances qualitatives de concepteurs et d'opérateurs dans l'automatisation des systèmes.

On prendra les valeurs qui nous intéressent pour les classifier de manière floue. Par exemple, si l'on cherche à définir une température, on peut avoir les classes suivantes avec leur recouvrement possible :

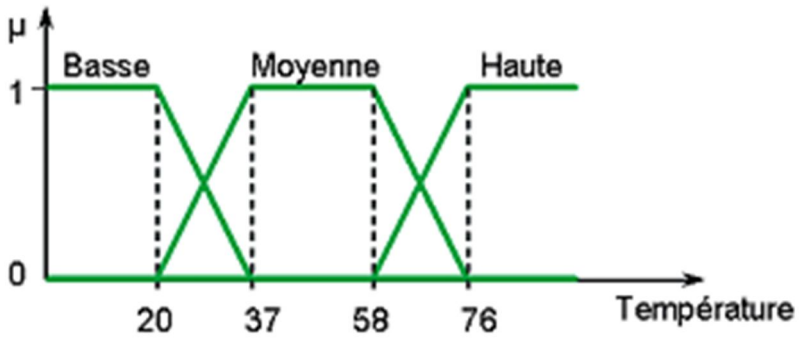


Fig.III.4. Exemple de régulation flou

Ainsi une taille de 25° sera considérée comme basse à 70 % et moyenne à 30 %. Ainsi, une information génère plusieurs appartenances. Nous allons ensuite associer ces informations

avec des règles de décisions “SI A ET B ALORS C”, A et B représentant des ensembles flous et C une décision.

La qualité de la décision C dépendra des valeurs d’appartenance aux ensembles A et B. Plusieurs règles d’inférences pourront être validées en même temps, chacune étant entachée d’une qualité.

Ensuite, on prendra une décision en associant toute les décisions obtenues en faisant jouer les différentes règles. On obtient donc le schéma :

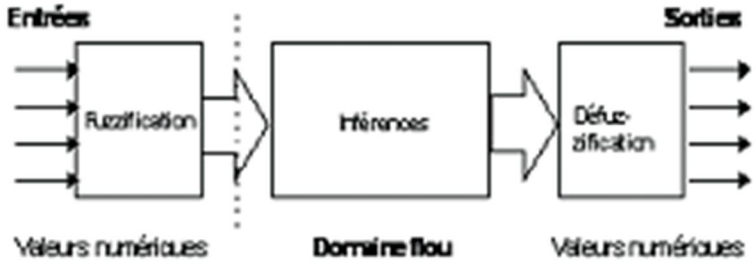


Fig.III.5.a) Traitement flou

Les régulateurs flous vont pouvoir se positionner soit pour piloter directement le procédé (flou direct)

Fig. III.5.b) Flou direct

soit pour proposer une consigne optimisée à une boucle PID classique (flou indirect).

Fig. III.5.c) Flou indirect

CHAPITRE IV

FORMULATION ET SIMULATION DU MODELE ABS

III.1 Introduction

En pratique, un modèle de véhicule qui renferme toutes les caractéristiques précédentes est trop compliqué quant à son utilisation dans un système de contrôle de design.

Toutefois, un modèle simplifié qui peut prendre en danger ces paramètres peut être utilise pour un contrôle de design

Le contrôle des design concéderai ici est le quart du modèle du véhicule comme le montre la figure.III.1.

Ce modèle est toujours utilise pour modélisé l'ABS avec un contrôleur de design

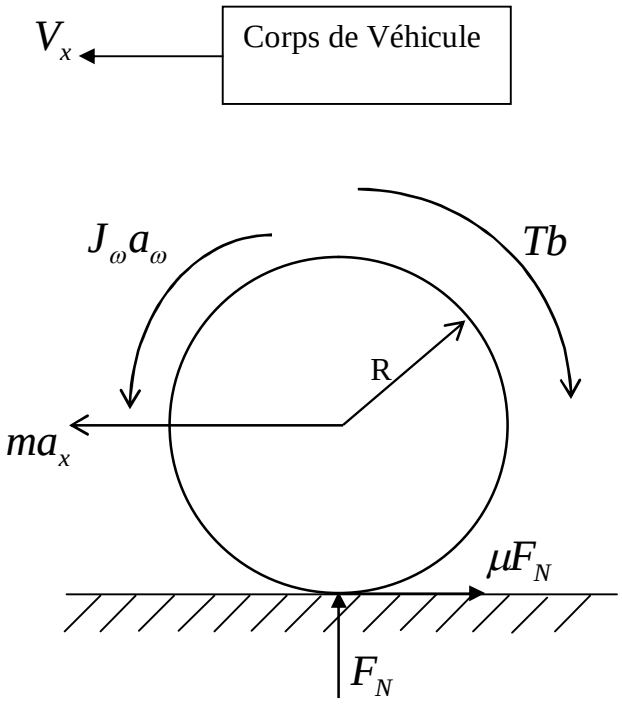


Fig. IV.1. Modèle du véhicule trimestre

Avec :

V_X : Vitesse linéaire du véhicule.

a_x : Accélération linéaire de véhicule.

a_ω : Accélération de rotation de la roue.

Tb : Moment de freinage.

R : Rayon du pneu.

m : Masse du modèle.

F_N : réaction du sol sur le véhicule.

$$\sum F_{ext} = m.\gamma_x \qquad \gamma_x = a_x \qquad \text{(IV.1)}$$

$$ma_x = -\mu F_N \Longrightarrow m\frac{dVx}{dt} = -\mu F_N \qquad \text{(IV.2)}$$

La somme des moments au centre de la roue (roue)

$$J_w a_w = \mu.R.F_N = f.R\ (f=tg\varphi.F_N) \Longrightarrow J_w\dot{\omega} = f.R - Tb \qquad \text{(IV.3)}$$

$$J_w\dot{\omega} = \mu.R.F_N - Tb \qquad \text{(IV.4)}$$

Le taux de glissement est défini par:

$$\lambda = \frac{Vx - \omega.R}{Vx} \qquad \text{(IV.5)}$$

En dérivons par rapport au temps (t) :

$$\dot{\lambda} = \frac{\dot{V}x(1-\lambda) - \dot{\omega}R}{Vx} \qquad \text{(IV.6)}$$

Représentation de l'espace État de l'équation ci-dessus est présenté ci-dessous. L'état des systèmes variables sont:

λ : Taux de glissement.

μ : Coefficient de frottement.

X_1 : Distance d'arrêt.

$X_2=V_x$=Vitesse du véhicule.

$X_3=\lambda$=taux de glissement.

Les variables sont :

$$\dot{X}_1 = X_2 \qquad \text{(IV.7)}$$

$$\dot{X}_2 = \frac{-\mu.\mathrm{F_N}}{M} \qquad \text{(IV.8)}$$

$$\dot{X}_3 = \frac{-\mu.\mathrm{F_N}}{X_2}\left(\frac{1-X_3}{M}+\frac{R^2}{J_w}\right)+\frac{R}{J_w X_2}Tb \qquad \text{(IV.9)}$$

En contrôlant la couple de freinage u dans les tests de simulation pour évaluer la performance de frein ABS, en utilisant les différentes méthodes de contrôle.

IV.2 Formulation du problème

La relation du coefficient de frottement μ en fonction du taux de glissement λ de la roues fournit les explications du frein ABS pour maintenir le véhicule en stabilité et la dirigeabilité et produira une distance courte de freinage et l'arrêt du véhicule que ceux de frein usuel sans ABS, le coefficient de frottement peut varier dans une large plage qui dépend de facteurs comme :

(a) les conditions de la surface de la route (sèche ou humide).

(b) angle latéral du pneu (glissement angle pneu).

(c) Marque des pneus (pneu été, pneu hiver),

(d) La vitesse du véhicule,

(e) Le taux de glissement entre le pneu et la route.

Le modèle de frottement utilisé dans [05] est utilisé ici. Il donne la valeur du coefficient de frottement en fonction de la vitesse linéaire et de taux de glissement.

$$\mu(\lambda, V_X) = [c_1(1 - e^{-C_2\lambda}) - c_3\lambda]e^{-C_4 V_X} \qquad \text{(IV.10)}$$

Où

C1 : est la valeur maximale de la courbe de frottement.

C2 : les formes des courbes de frottement.

C3 : la courbe de frottement de la différence entre la de valeur maximale et la valeur à λ= 1,

C4 : est la valeur caractéristique d'humidité. Il se trouve dans la gamme de 0,02 0.04s / m.

Lorsque, pour asphalte sec comme l'état de surface, les paramètres ci-dessus sont :

	C_1	C_2	C_3
Asphalte, sec	1.2801	23.99	0.52
Asphalte, mouillé	0.857	33.822	0.347
Béton, sec	1.1973	25.168	0.5373
Grenailles, sec	1.3713	6.4565	0.6691
Grenailles, mouillées	0.4004	33.708	0.1204
Neige	0.1946	94.129	0.0646
Glace	0.05	306.39	0

Tableau IV.1 Coefficients pour états des routes [13].

Le coefficient de frottement effectif entre le pneu et la route possède une valeur optimale à valeur particulière du taux de glissement de la roue λ. Cette valeur diffère selon le type de route. De la figure IV.2, il est clair que, pour toutes les surfaces de la route de la valeur du coefficient du frottement est optimal quand le taux de glissement de roue est d'environ 0,2 pire et quand le taux de glissement de roue est égale a 1 en d'autre terme quand la roue est bloquée (ω=0). Ainsi, l'objectif de l'ABS contrôleur est de régler le taux de glissement de la roue (λ) à

une valeur de 0,2 afin de maximiser le coefficient de frottement (μ) pour n'importe quelle surface de la route.

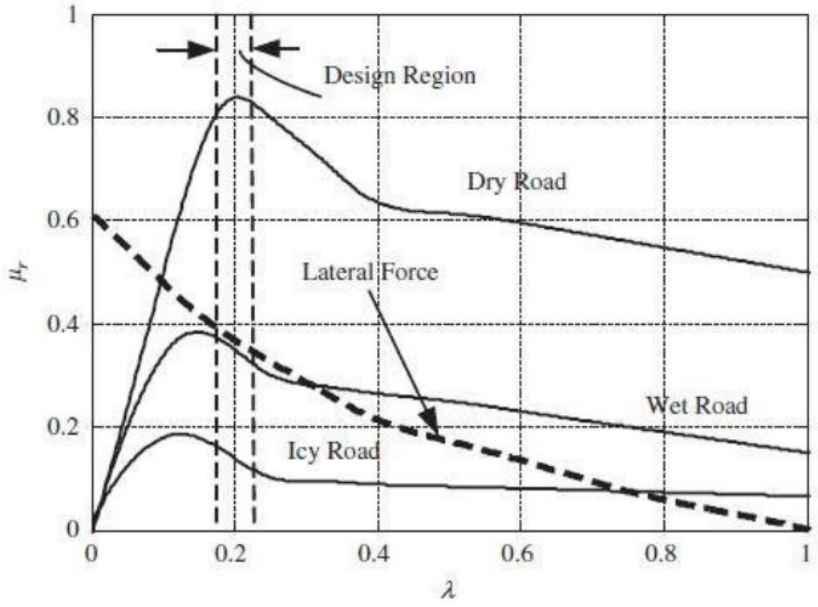


Fig. IV.2. Coefficient de frottement μ en fonction du taux de glissement de la roue [05]

IV.3 Système de contrôle

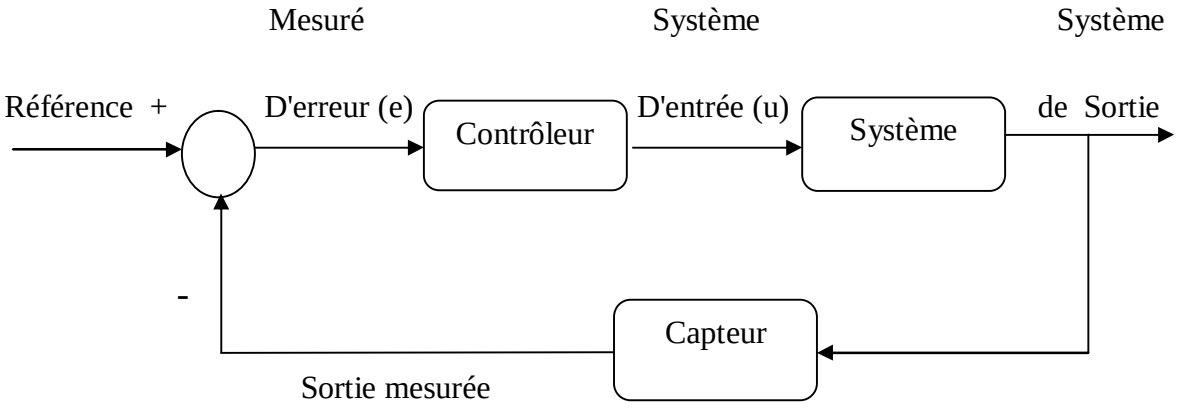


Fig. IV.3 Schéma de principe de système d'asservissement [17]

Ce contrôleur de rétroaction peut être l'un des contrôleurs suivants:

1) contrôle proportionnel.

2) contrôle proportionnel dérivé.

3) contrôle intégral proportionnel.

4) proportionnelle intégrale dérivée de contrôle.

5) contrôle flou.

IV.3.1 Contrôle réaction proportionnelle (de type P)

Dispositif de commande proportionnelle tente pour commander la sortie en appliquant à l'entrée du système qui est en proportion de l'erreur mesurée (e) entre la sortie et la valeur de consigne.

$$u=K_p\, e \qquad \text{(IV.10)}$$

Où :

K_p : est le gain proportionnel du contrôleur.

$$e=\lambda_d-\lambda \qquad \text{(IV.11)}$$

λ_d: La sortie est désiré de sortie et est réelle mesurée par le capteur

IV.3.2 contrôle Commentaires Proportionnelle dérivée (PD-type)

Ce contrôleur se nourrit à la fois l'erreur à gain constant (K_p) et la différenciation de l'erreur avec un gain constant (K_d) Au système afin de maintenir la sortie du système à l'ensemble point.

$$u=K_p\, e+K_d \frac{de}{dt} \qquad \text{(IV.12)}$$

Où K_d : est le gain différentiel du contrôleur

IV.3.3 contrôle Proportionnelle intégré (PI-type)

Ici entrée au système est l'erreur avec un gain constant (K_p) Plus l'intégrale de l'erreur avec un gain constant (K_i) Pour contrôler la sortie du système.

$$u=K_p\, e+K_i \int e\, dt \qquad \text{(IV.13)}$$

Où K_i : est gain intégral du régulateur.

IV.3.4 contrôle Proportionnelle intégrale Dérivée (PID-type)

En entrée PID du contrôleur de système est l'ajout d'erreur à gain constant (K_p), Solidaire de d'erreur à gain constant (K_i), Et différentielle de l'erreur avec un gain constant (K_d).

$$u=K_p\, e+K_i \int e\, dt + K_d \frac{de}{dt} \qquad \text{(III.14)}$$

Pour concevoir des systèmes de contrôle ABS mentionné ci-dessus les valeurs de K_p, K_i et K_d de contrôleur peut être déterminée par :

1) par essais et erreurs,

2) Le réglage manuel,

3) Simulation.

Les valeurs appropriées de K_p, K_i et K_d sont calculées en utilisant la méthode d'essai et d'erreur en observant tendance de la courbe des taux de glissement en fonction du temps obtenu en utilisant l'outil logiciel Simulink.

IV.4 Modèle Simulink du véhicule trimestre

Afin de modéliser l'ABS avec système de contrôleurs différents intégrant la dynamique, l'équation est modélisée dans un environnement Simulink. Fig III.4 montre le schéma synoptique de Modèle Simulink représentant la dynamique du véhicule au cours de freinage en ligne droite [17].

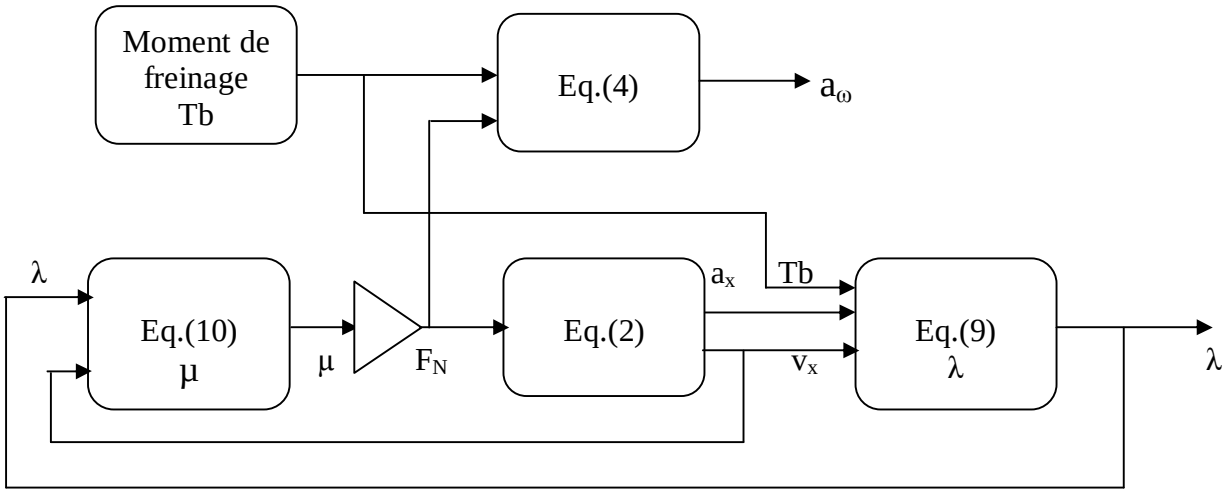


Fig. IV.4. Les équations dynamiques du véhicule

Pour modéliser ce système dans Simulink, nous utilise plusieurs sous-groupes pour éviter toute confusion.

IV.4.1. Création des sous-programmes

- **Sous-programme de taux de glissement**

Le taux de glissement (λ) calculé dans l'équation (IV.9) peut être formé en sous-programme qui représenté dans la figure IV.5.

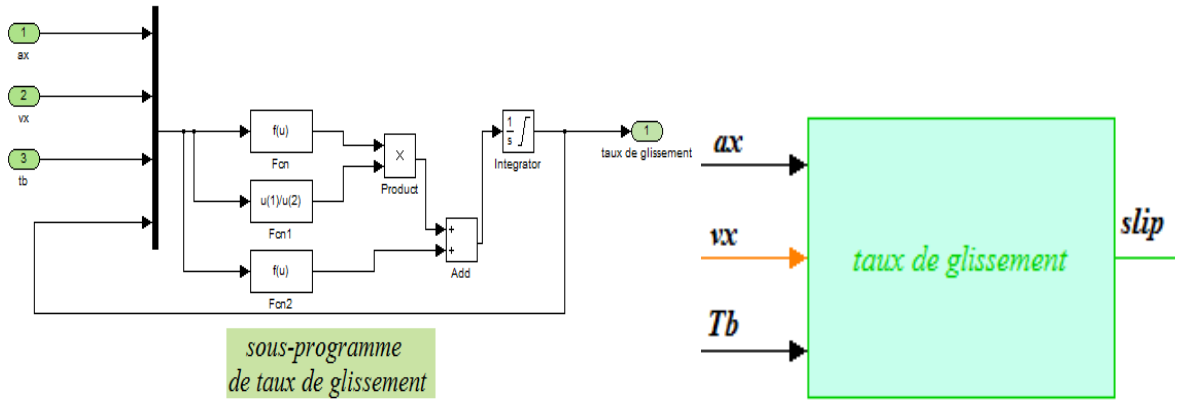


Fig. IV.5. Sous-programme de taux de glissement

- **Sous-programme de coefficient de frottement**

Le coefficient de frottement (μ) calculé dans l'équation (IV.10) est formé dans un sous-programme (figure IV.6).

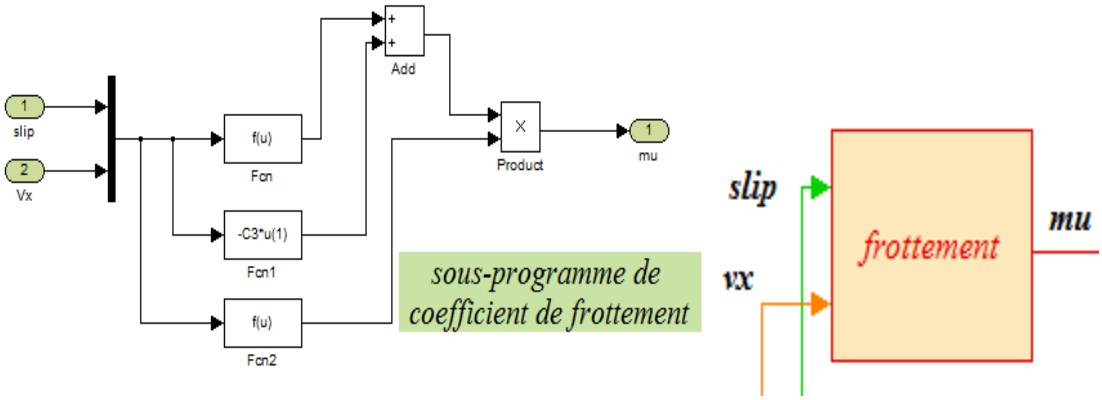


Fig. IV.6. Sous-programme de coefficient de frottement

IV.4.2. Le modèle SIMULINK du véhicule sans contrôleurs

En fait la combinaison des sous-programmes et la modélisation des équations restantes dans le modèle Simulink, nous obtenons un modèle Simulink complet du véhicule trimestre au cours de freinage en ligne droite sans contrôleur que le montre la figure IV.7.

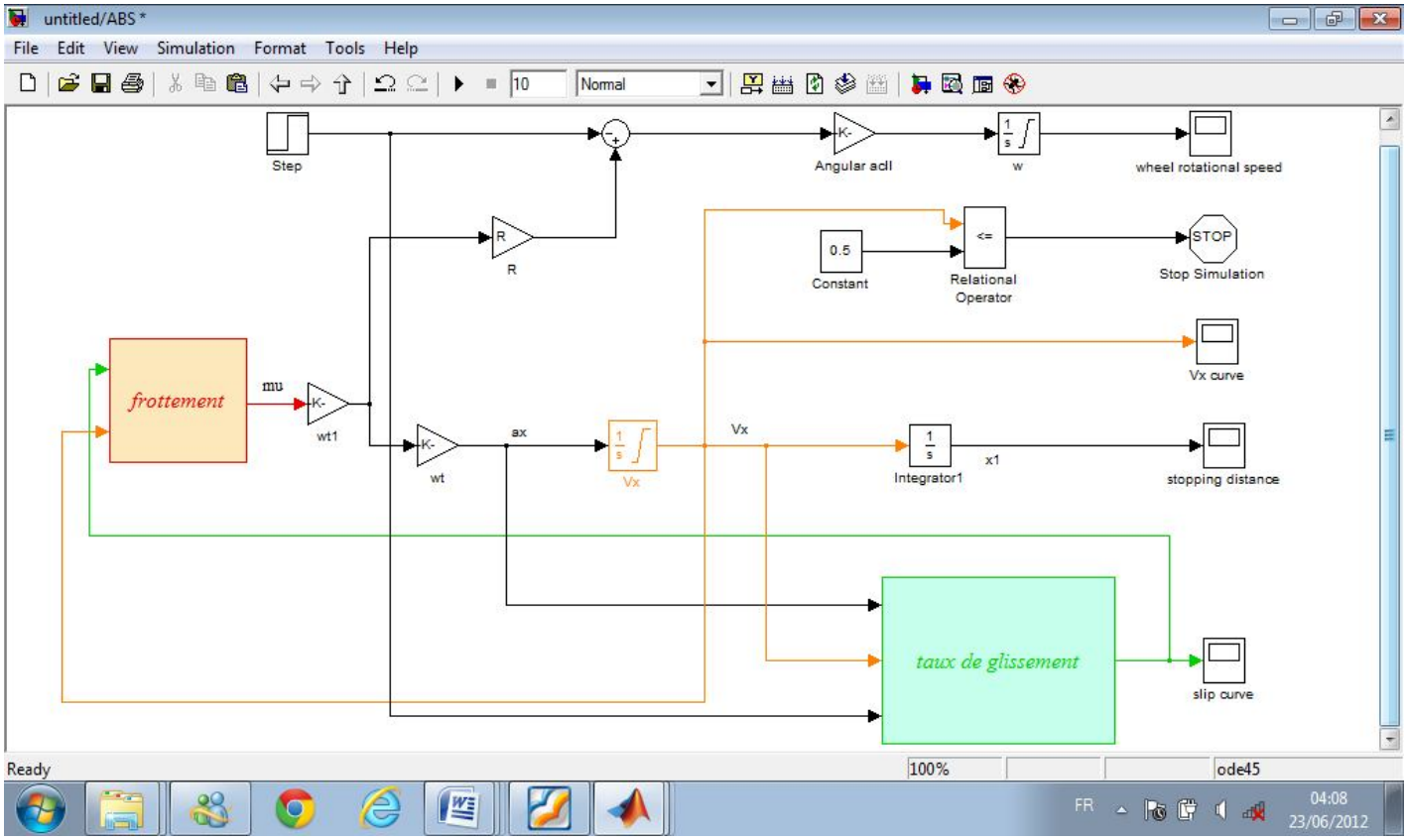
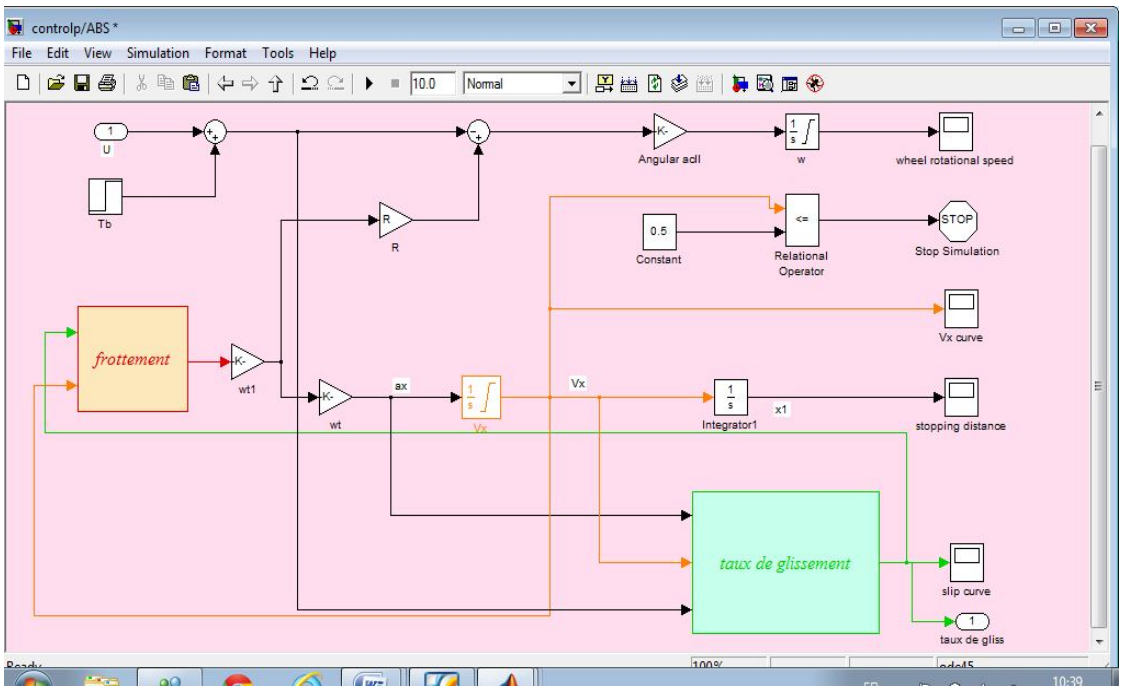


Fig. IV.7. Modèle de quart du véhicule sans contrôleurs

IV.4.3. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur proportionnel P

Le Modèle Simulink dans la figure IV.7 est modifié pour l'utiliser comme un sous-programme du système de contrôle. Figure IV.8 présente la version modifiée dans laquelle une boîte de SOMME est ajouté entre la borne d'entrée (qui est de commande de couple u) et de couple de freinage Tb. Ainsi, le couple total T entrée à roue est :

$$T = u + Tb \qquad (IV.15)$$



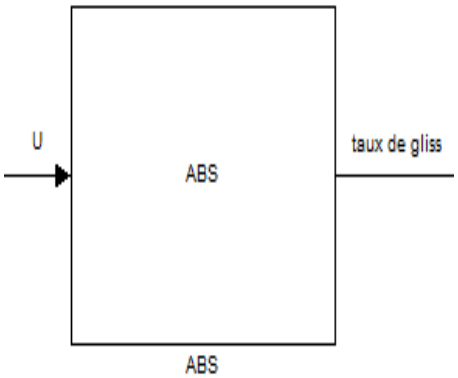


Fig. IV.8. Modèle de quart du véhicule sans contrôleurs modifié

Le sous-programme de la figure.IV.8 est utilisé pour le contrôleur proportionnel P dans la figure.IV.9 avec un gain K_p.

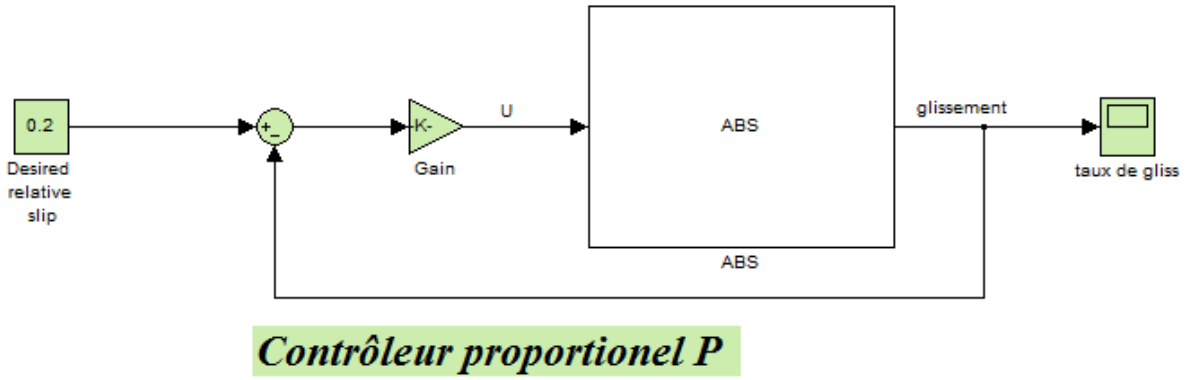


Fig. IV.9. Modèle du véhicule avec contrôleurs proportionnel P

IV.4.4. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur proportionnel dérivé PD

Dans ce cas, le système est alimenté par asservissement proportionnel déférente. Où K_p est gain proportionnel et K_d est le gain différentiel. Ce système est représenté sur la figure IV.10

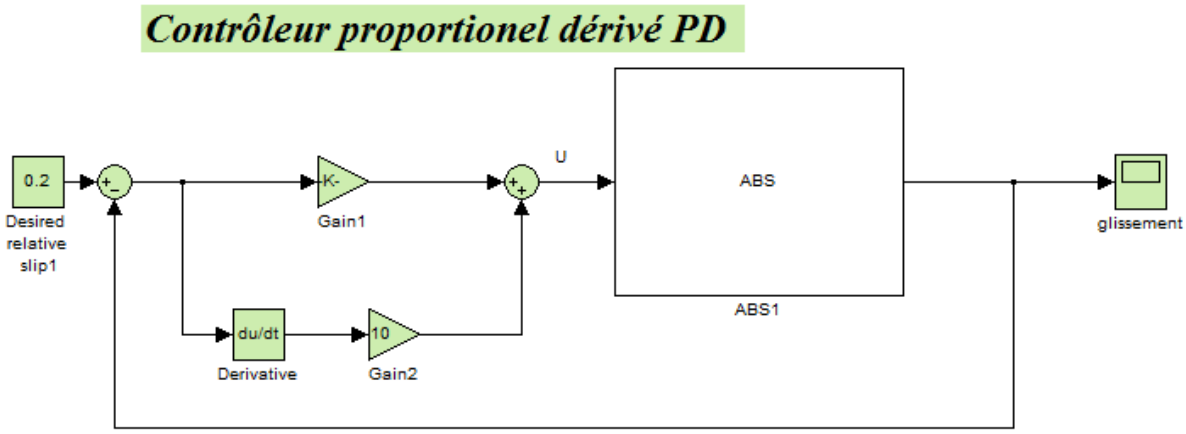


Fig. IV.10. Modèle du véhicule avec contrôleurs proportionnel dérivé PD

IV.4.5. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur proportionnel intégral PI

Le système est alimenté par asservissement proportionnel intégral où K_p est le gain proportionnel K_i est le gain intégral. Ce système est représenté dans la figure IV.11

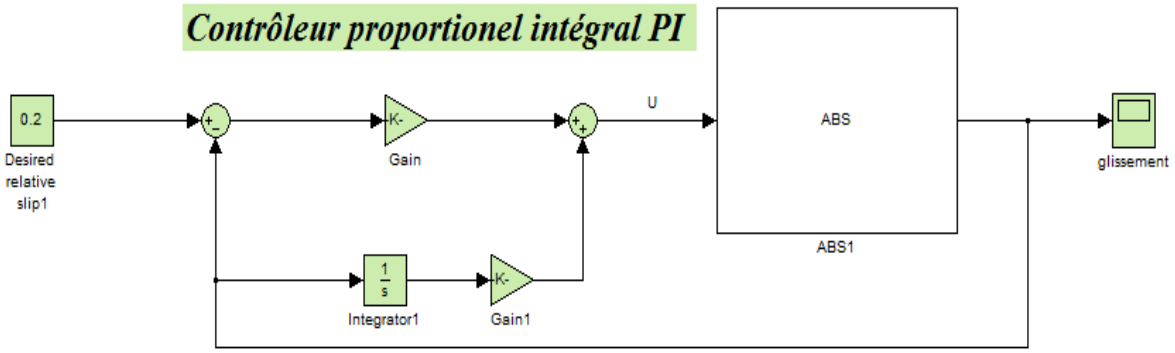


Fig. IV.11. Modèle du véhicule avec contrôleurs proportionnel intégrale PI

IV.4.6. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur proportionnel intégral dérivé PID

Par combinaison de systèmes ci-dessus nous obtenons système de contrôle de type PID, où K_p est gain proportionnelle, K_d est gain différentiel et K_i est le gain intégral sont utilisés. Ce système est représenté sur la figure IV.12

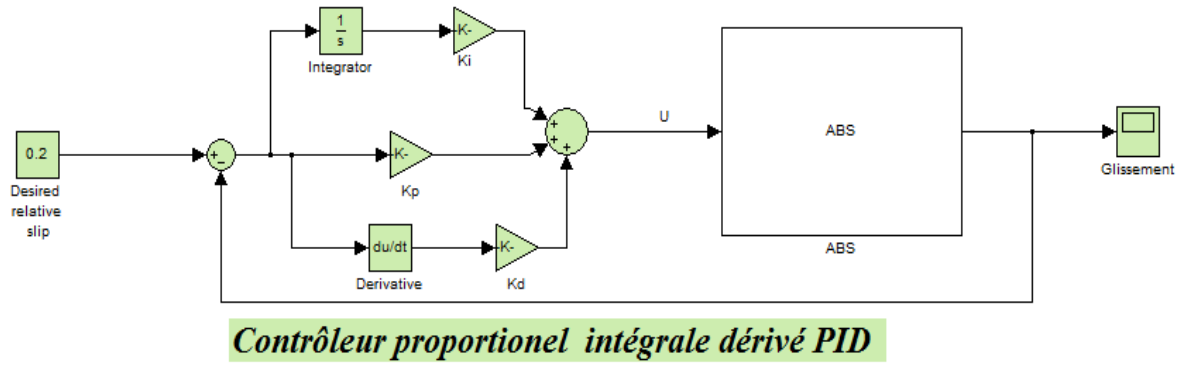


Fig. IV.12. Modèle du véhicule avec contrôleurs proportionnel intégrale dérivé PID

IV.4.7. Le modèle SIMULINK en utilise le contrôleur Flou

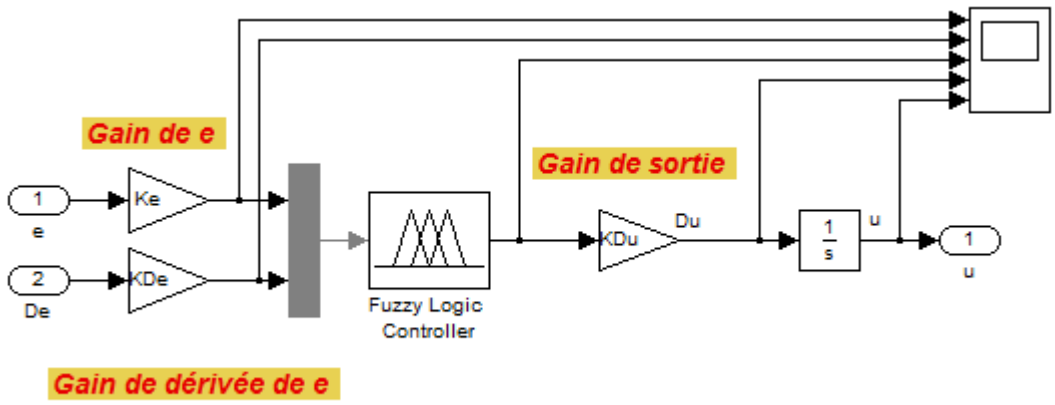


Fig. IV.13. Sous programme de contrôleur flou

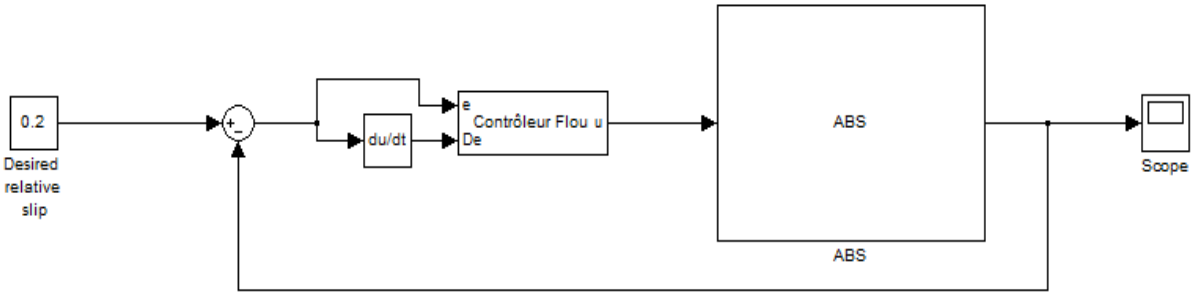


Fig. IV.14. Modèle du véhicule avec contrôleurs Flou

CHAPITRE V
RESULTATS ET DISCUSSIONS

V.1. Introduction

Ce chapitre décrit les sorties calculées sans et avec contrôleurs (P, PI, logique flou) du véhicule en freinage de glissement.

V.2. Paramètres d'entrée utilisée

Pour simuler la performance des différents paramètres du véhicule avec et sans système de contrôle en vertu de freinage en ligne droite des paramètres d'entrée suivants sont considérés comme [5].

R = 0.33 m,

m = 342 kg,

J_w= 1.13 kgm^2,

g = 9.81 m/s^2,

Moment de freinage maximale Tb= 1200 nm,

Vitesse linéaire initiale V_x = 27.78 m/s = 100 kilomètres par heure,

Vitesse de rotation initiale ω =27.78/0.33 = 84,18 rad/s,

λ_d= 0,2,

K_p= 10000,

K_i= 80000,

V.3 Les résultats de système des équations dynamique sans contrôleur

- **Route Asphalte sèche**

Les figures V.1 a, b, c, d montre le comportement des paramètres du véhicule durant un freinage de glissage de direction droite sans aucun contrôleur.

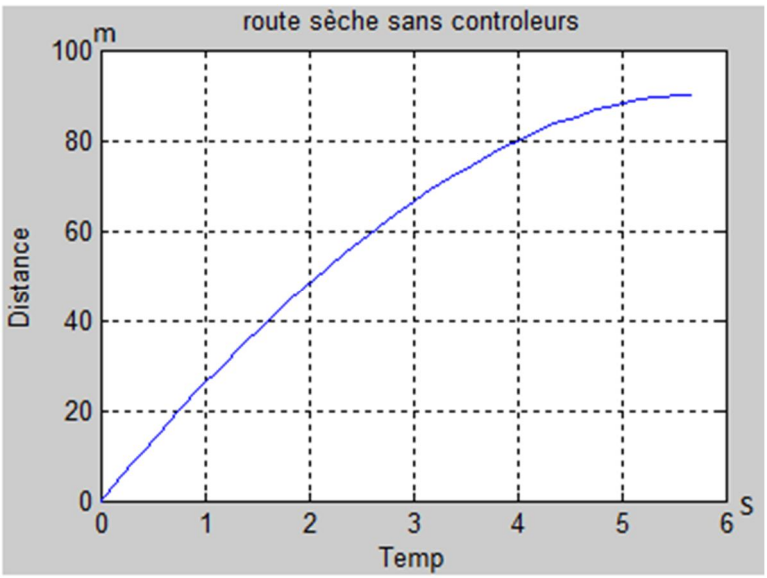


Fig. V.2.a) Distance de freinage

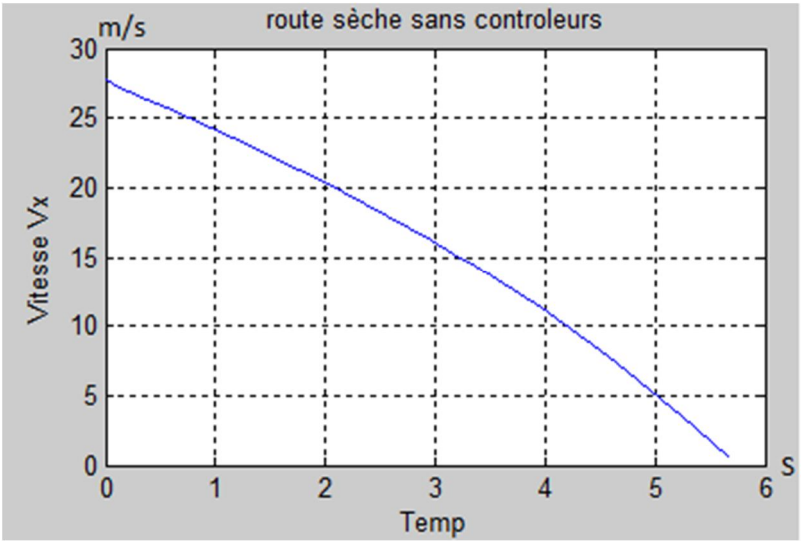


Fig. V.2.b) Vitesse linéaire du véhicule

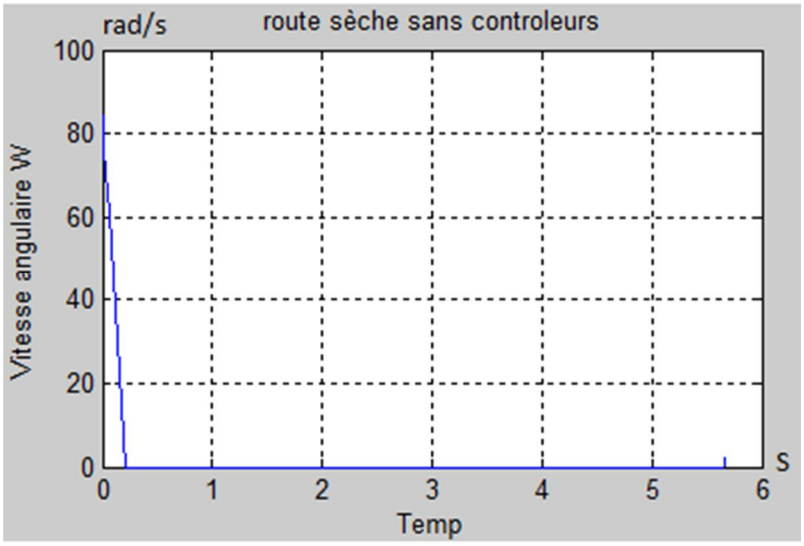


Fig. V.2.c) Vitesse angulaire de rotation de la roue

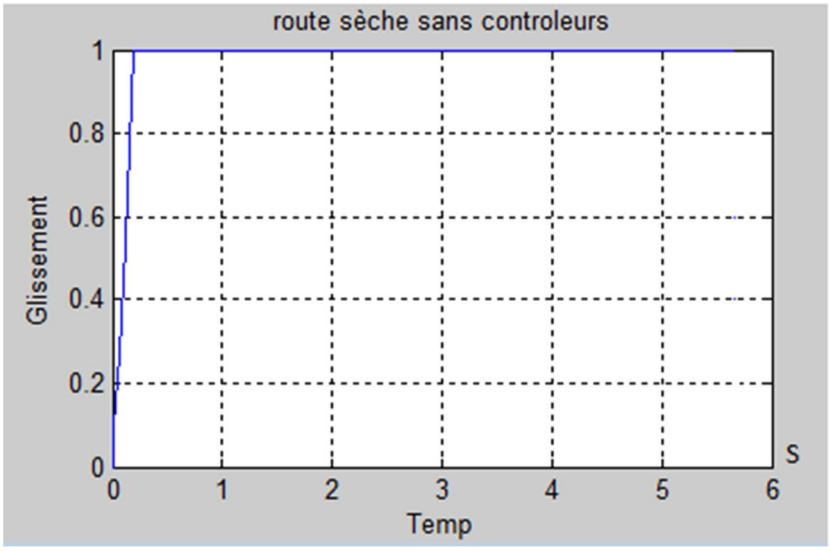


Fig. V.2.d) Taux de glissement

Les figures ci-dessus sont tracées pour la vitesse angulaire de rotation de la roue (ω), la distance d'arrêt au cours du freinage (X), la vitesse linéaire du véhicule (Vx) et le taux de glissement (λ) en fonction du temps.

Il est montré que λ à varie de 0 à 1 depuis l'application du frein jusqu'à l'instant d'arrêt des roues. Pour l'arrêt de la roue (blocage) en 0.2 secondes (Figure c) la distance d'arrêt en 90m (Figure a) aux lieux après 5.7 secondes. Cela indique que la roue a été bloquée (rotation nulle) avant que le véhicule ne s'arrête.

Cela signifie que le contrôle du véhicule a été perdu après 0.2 secondes due a blocage de la roue.

- **Route mouillé**

  Les figures V.2. a, b, c, d montrent les comportement du véhicule pour une route mouillée

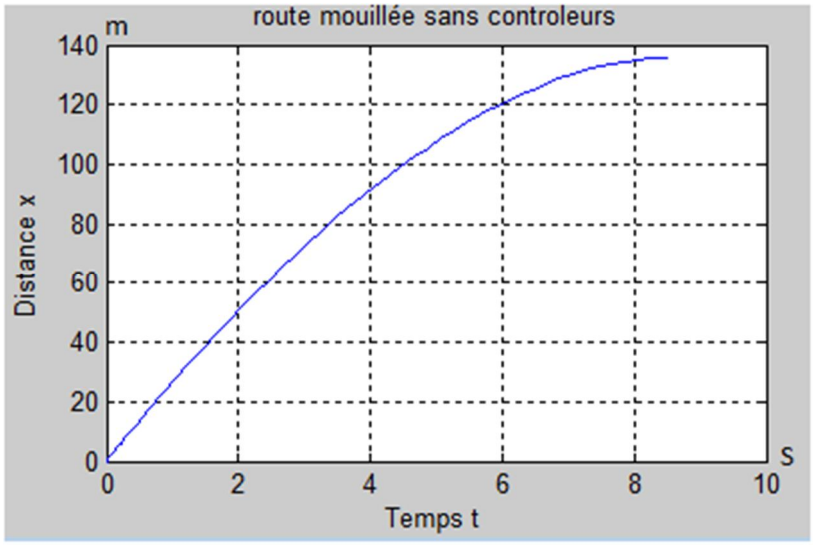


Fig. V.3.a) Distance de freinage

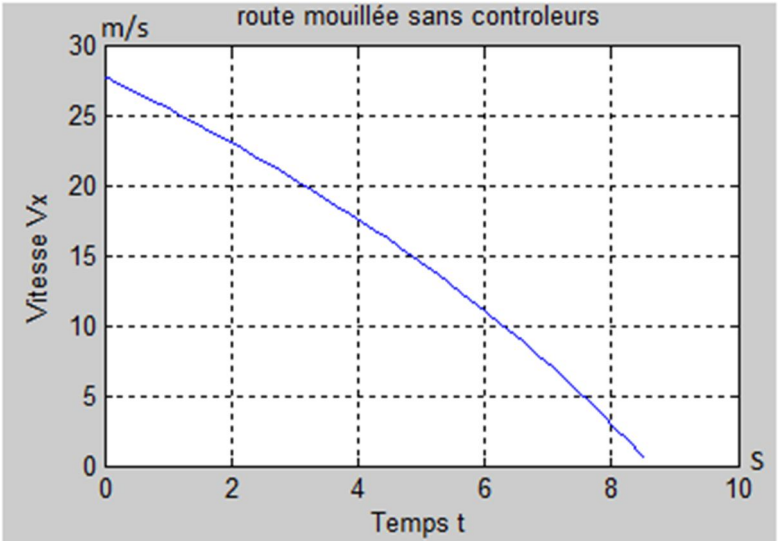


Fig. V.3.b) Vitesse linéaire du véhicule

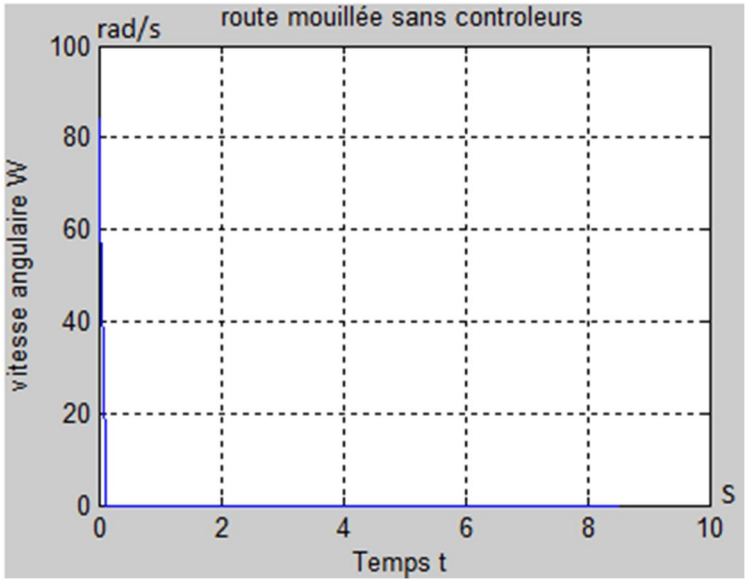


Fig. V.2.c) Vitesse angulaire de rotation de la roue

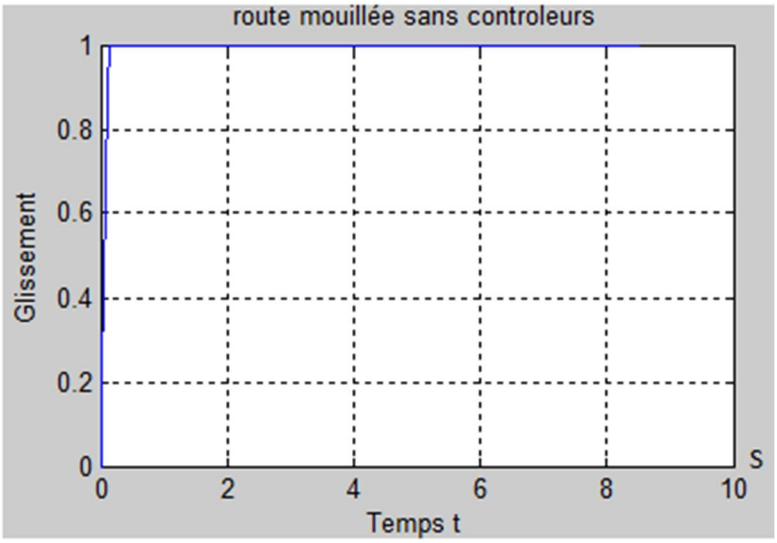


Fig. V.1.d) Taux de glissement

La vitesse du véhicule s'est annulée après un temps plus grands (8.5 secondes) que pour la route sèche.

La distance d'arrêt a été augmentée à 136 m au lieu de 90 m.

La roue s'est bloquée après 0.13 secondes au lieu de 0.2 secondes.

Le taux de glissement a atteint la valeur du 1 après 0.13 secondes.

V.4 Les résultats de système des équations dynamique avec contrôleur

V.4.1 Contrôleur P

Les figures V.4.a, b, c, d montrent qui grâce à l'utilisation du contrôleur P

- La distance de freinage est réduite (61m) (Fig. V .4.a)
- La vitesse linéaire atteint la valeur 0 à 3 .8 s au lieu de 5 .7s
- Le taux de glissement qui atteint la valeur maximal 1 sans contrôleur est réduit à 0.27 valeur maximale. Idéal demande par l'ABS est (0.2).
- La vitesse angulaire de rotation (Fig.V.4.d) de la roue s'annule à 3.8 s au lieu de 0.2 s (sans contrôleur).

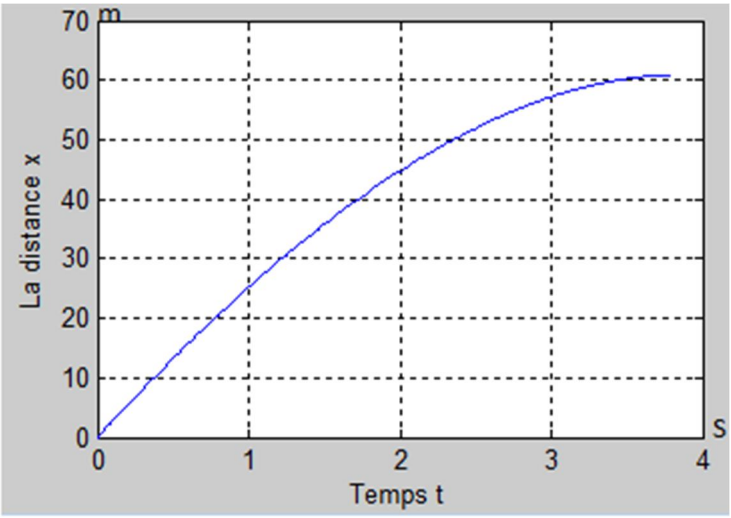


Fig. V.4.a) Distance de freinage avec contrôleur P

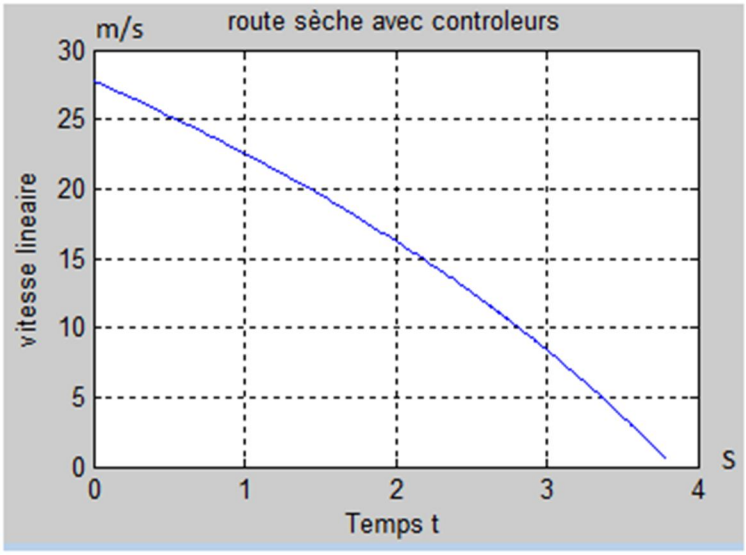


Fig. V.4.b) Vitesse linéaire du véhicule avec contrôleur P

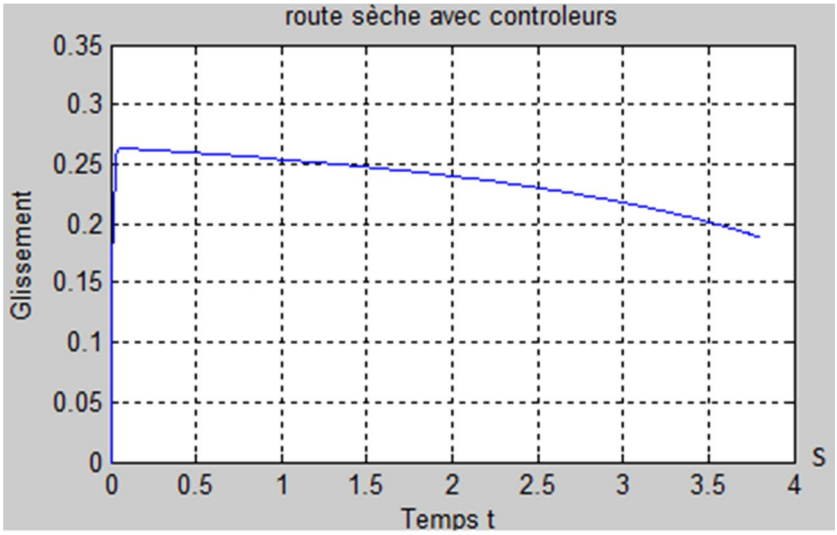


Fig. V.4.c) Taux de glissement du véhicule avec contrôleur P

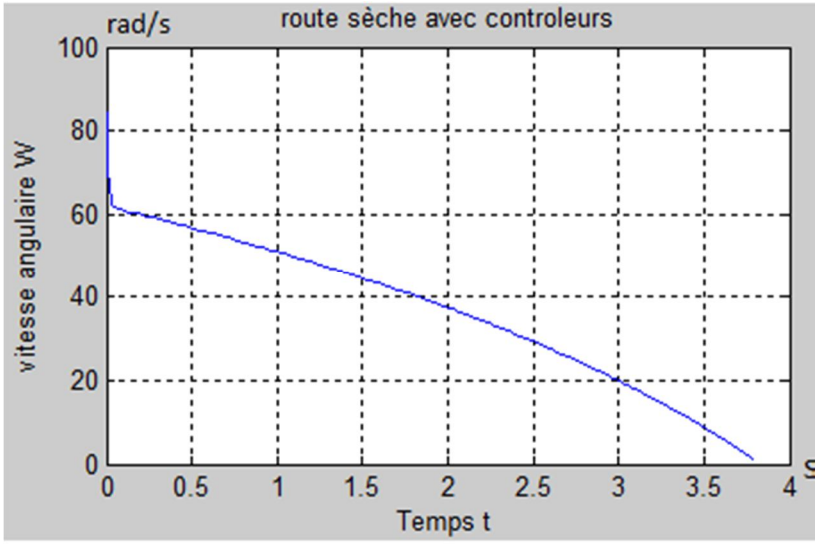


Fig. V.4.d) vitesse angulaire du véhicule avec contrôleur P

V.4.2 Contrôleur PI

Les figures V.5.a, b, c, d montrent qui grâce à l'utilisation du contrôleur PI

- La distance de freinage est 60 m (Fig. V .5.a)
- La vitesse linéaire atteint la valeur 0 à 3 .7s
- Le taux de glissement qui atteint la valeur maximal 0.2 après 0.3 s.
- La vitesse angulaire de rotation (Fig. V.5.d) de la roue s'annule à 3.7 s

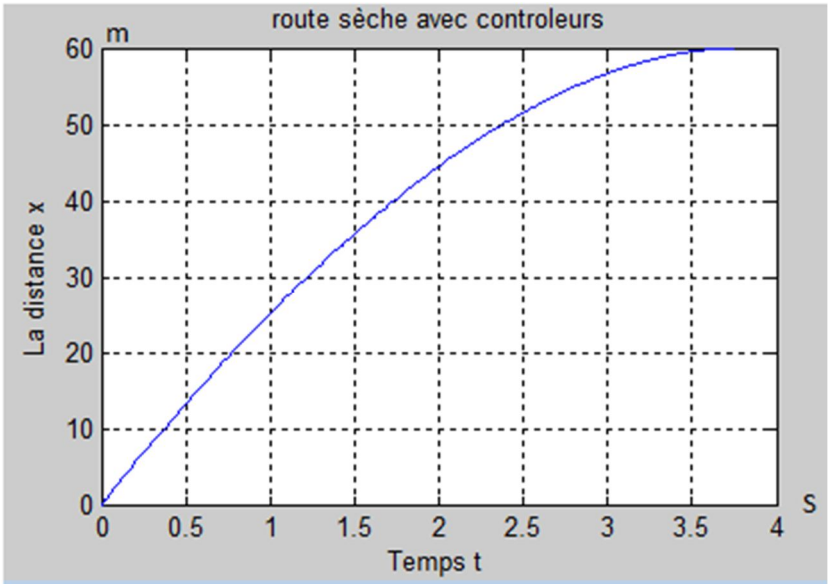


Fig. V.5.a) Distance de freinage avec contrôleur PI

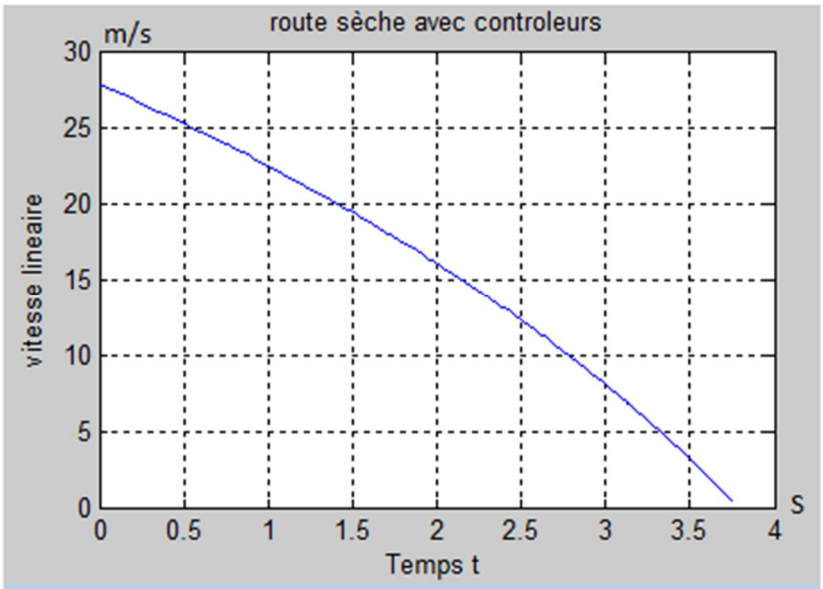


Fig. V.5.b) Vitesse linéaire du véhicule avec contrôleur PI

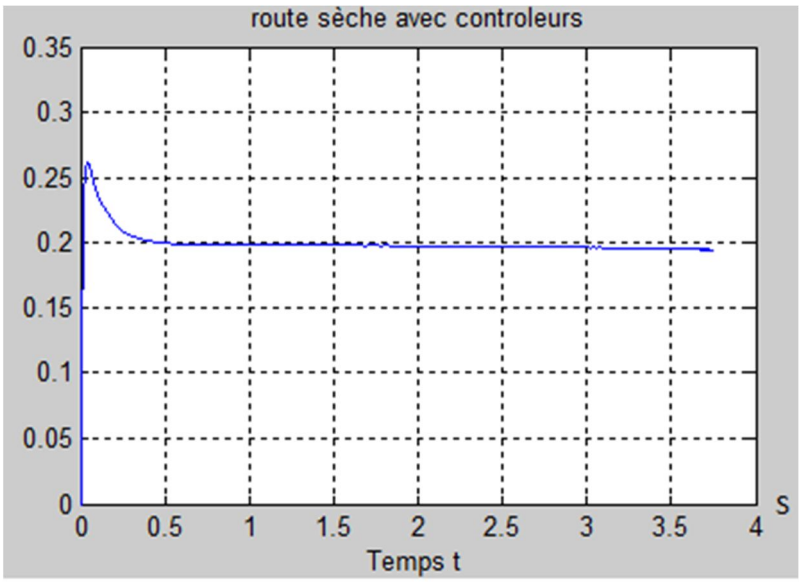


Fig. V.5.c) Taux de glissement du véhicule avec contrôleur PI

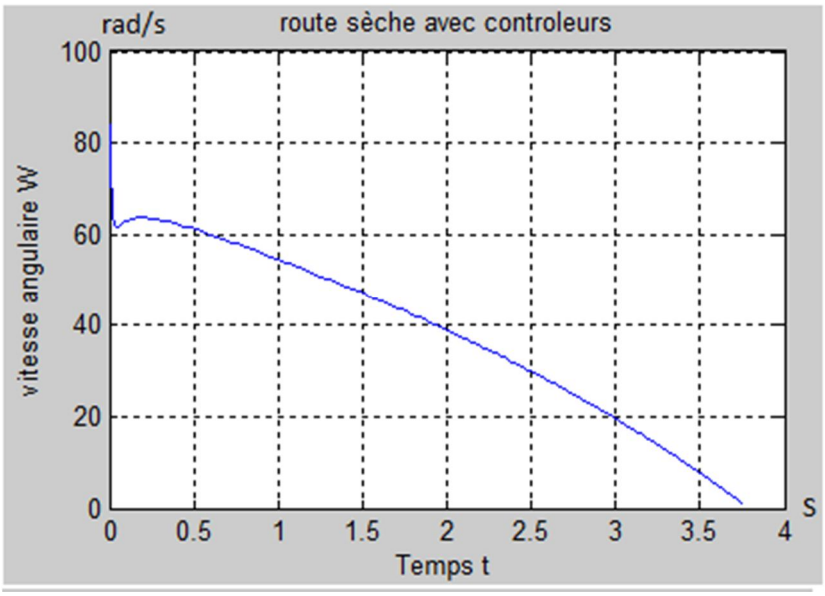


Fig. V.5.d) vitesse angulaire du véhicule avec contrôleur PI

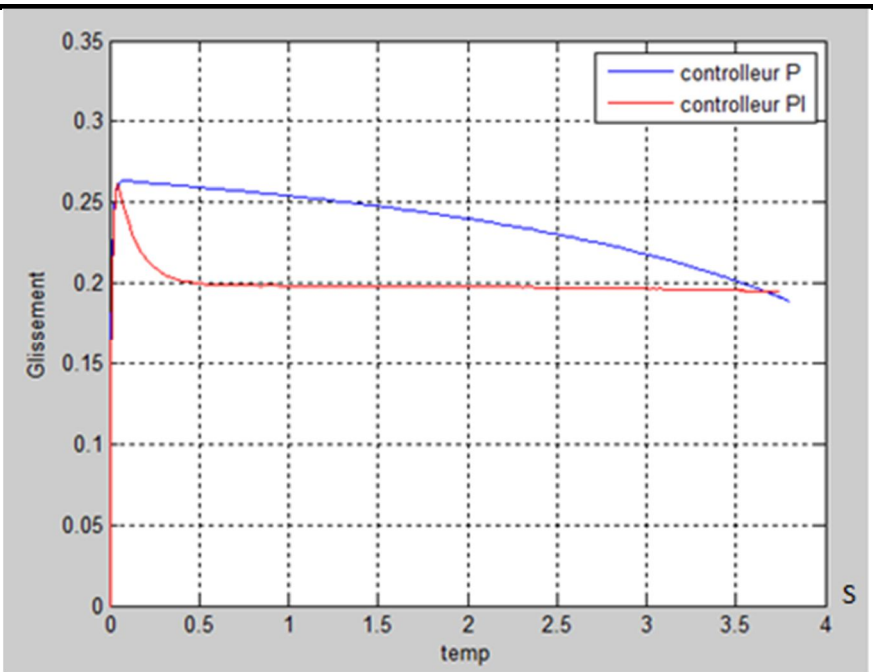


Fig. V.5.e) Le taux de glissement avec contrôleurs P et PI

Le taux de glissement atteint la valeur 0.2 après 0.3s avec controleur PI et 3.6 s avec controleur P

V.4.3 Contrôleur logique flou

Les figures V.6.a, b, c, d montrent qui grâce à l'utilisation du contrôleur flou

- La distance de freinage est 60m (Fig. V .6.a)
- La vitesse linéaire atteint la valeur 0 à 3 .7 s
- Le taux de glissement est réduit à 0.2 valeur maximale. (résultat Idéal).
- La vitesse angulaire de rotation (Fig.V.6.d) de la roue s'annule à 3.7

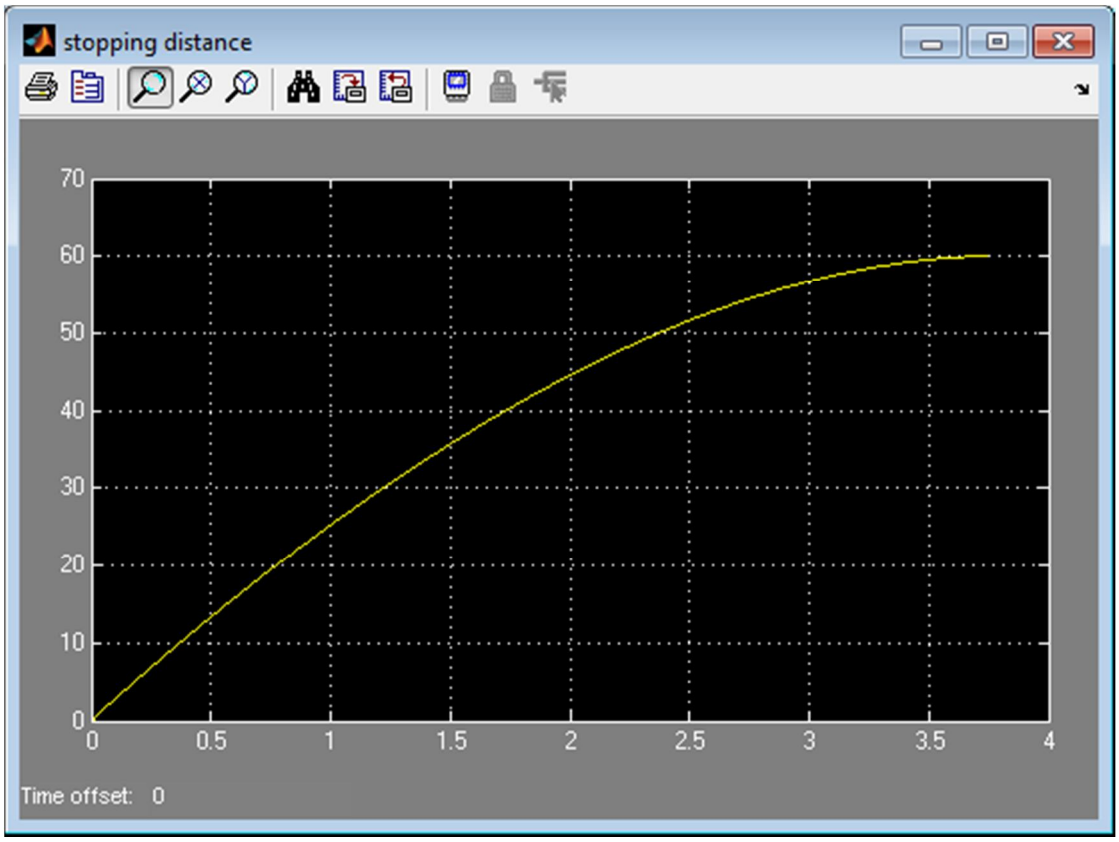


Fig. V.6.a) Distance de freinage avec contrôleur logique flou

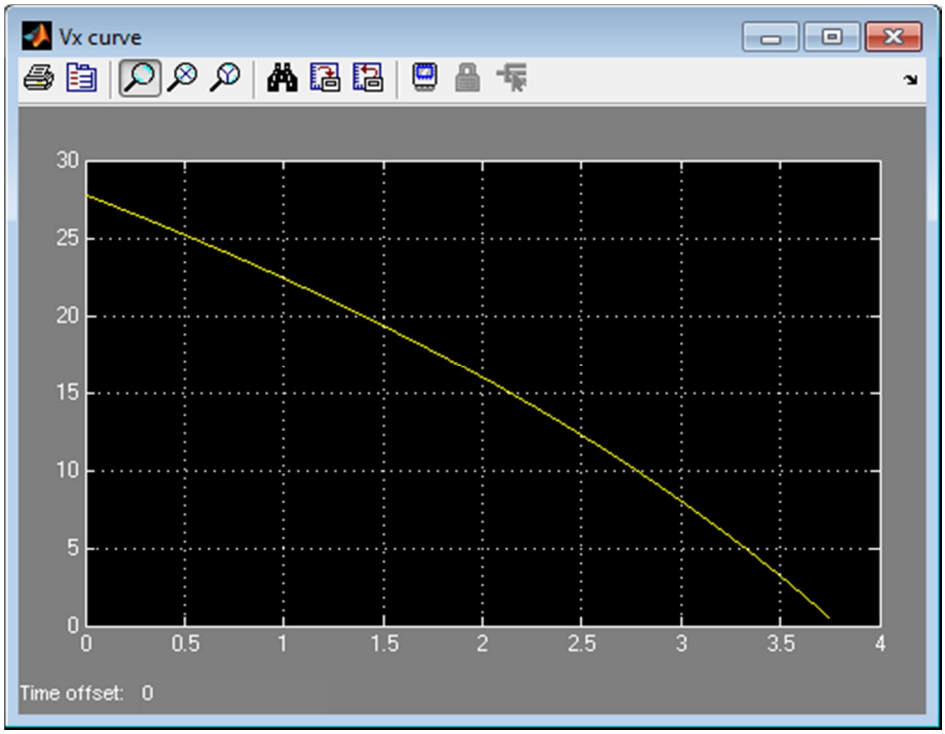


Fig. V.6.b) Vitesse linéaire du véhicule avec contrôleur logique flou

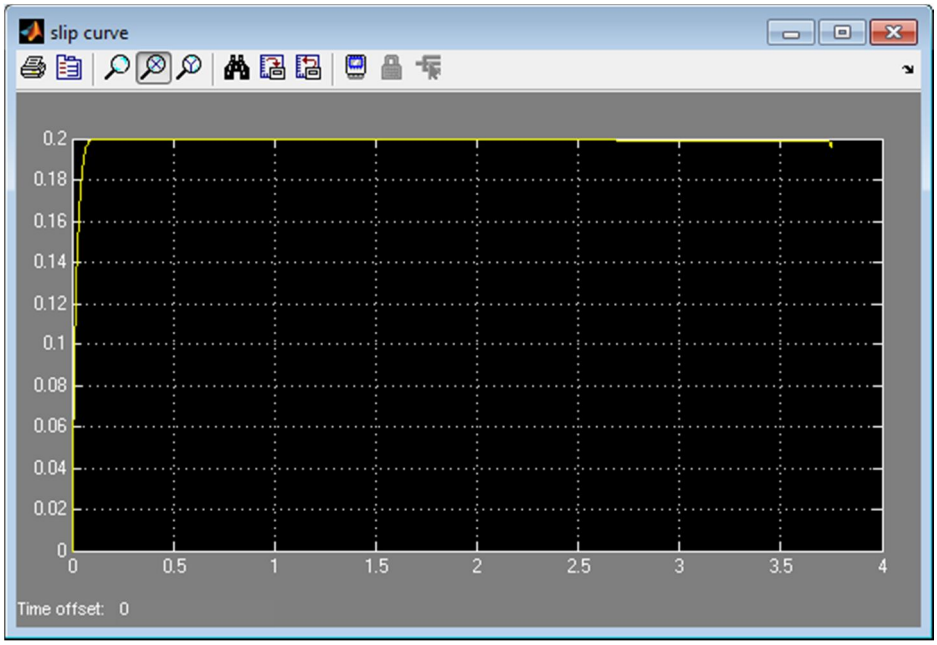


Fig. V.6.c) Taux de glissement du véhicule avec contrôleur logique flou

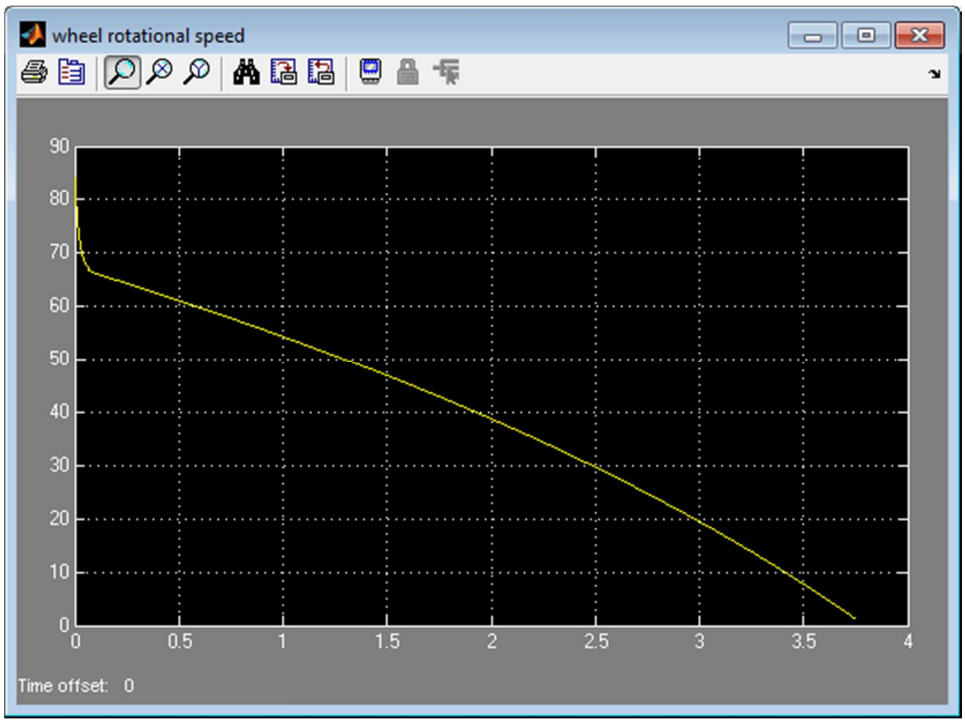


Fig. V.6.d) vitesse angulaire du véhicule avec contrôleur logique flou

CONCLUSION GENERALE

Dans ce mémoire une méthode est mise en œuvre pour la compréhension du frein ABS sans contrôleurs puis avec différents contrôleurs linéaires pour le système du freinage ABS. Le logiciel SIMULINK sous MATLAB est utilisé pour la simulation.

Le système du véhicule est modélisé par la dynamique du quart du véhicule et on a développé l'équation du mouvement dynamique avec l'intégration du freinage roue-route résultant de cette intégration le taux de glissement est utilisé comme critère de contrôle dans l'ABS. La force du frottement et la réaction normale sont en fonction de taux de glissement et rendent ainsi l'équation dynamique nom linéaire.

Les équations différentielles du second ordre sont écrites comme 3 équations spatiales et les solutions sont obtenues par la méthode d'intégration temporelle et sont directement résolues par des blocs de diagramme de SIMULINK de MATLAB.

La variation de la rotation de la roue du taux de glissement et la distance d'arrêt du véhicule en fonction du temps sont obtenues pour des problèmes types rencontrés en littérature, différent types du contrôleur tel que P, PD, PI et PID sont programmés pour augmenter le couple de freinage comme contrôle au taux de glissement.

On a également utilisé le contrôleur logique flou qui donne des résultats plus satisfaisants que les contrôleurs linéaires.

BIBLIOGRAPHIE

[01] Christian Haentjens « le fonctionnement du système de freinage antiblocage » Formateur et auteur des éditions techniques.

[02] «contrôle et remise en état d'un frein abs», niveau : technicien spécialité : entretien du système de freinage.

[03] Pierre Duysinx «abs : principes & technologie», ingénierie des véhicules terrestres, université de liège, année académique 2009-2010.

[04] « Réparation et entretien du circuit de freinage ABS et ASR », secteur : réparation des engins à moteur, Spécialité : MMEEA, Niveau : technicien spécialise.

[05] A. B. Sharkawy, 'Genetic fuzzy self-tuning PID controllers for antilock braking systems', Engineering Applications of Artificial Intelligence, vol. 23, pp. 1041–1052, 2010.

[06] Tianku Fu. «modeling and performance analysis Of abs systems with nonlinear control», Edition Eyrolles, 1997.

[07] www.seneauto.com/docs/freinage.pdf - Sénégal «Le Freinage ».

[08] Meritor WABCO, Manuel d'entretien MM-0677FC, «Systèmes de freinage hydraulique ABS pour camions, autobus et autocaravanes », Publié 09-07.

[09] fr.wikipedia.org/wiki/Antiblockiersystem.

[10] Intersection, Le magazine Schneider Electric de l'enseignement technologique et professionnel, « » juin 2004.

[12] Pacejka, H. B., and Sharp, R. S., 'Shear force cievelopment by pneumatic tire in steady state conditions: a reviav of rnodeling aspects', Vehicle System Dynarnics, Vol. 20, 1991.

[13] O'keefe, P. J., 'Tande antilock system for air braked vehicles ', SAE Technical Paper 770662, 1977.

[14] simulink-stateflow technical examples «Using Simulink and Stateflow in Automotive Applications »

[15] Henri Bourlès, *Systèmes linéaires -- De la modélisation à la commande*, Hermès-Science, 2006, 510 p.

[16] Prof. F. Mudry, « Ajustage des Paramètres d'un Régulateur PID », Institut Automatisation d'ndustrielle , DEPARTEMENT D'ELECTRICITE ET INFORMATIQUE, LABORATOIRE D'AUTOMATIQUE.

[17] PARTH BHARAT BHIVATE, « *MODELLING & DEVELOPMENT OF ANTILOCK BRAKING SYSTEM*», *Bachelor of Technology (B. Tech) In Mechanical Engineering.*